

15196/H/02

# TUGAS AKHIR

ANALISA KARAKTERISTIK DAYA DORONG DAN EFISIENSI  
PROPULSIF KAPAL WATERJET AKIBAT ADANYA  
INTERAKSI WATERJET DENGAN BADAN KAPAL



RSPE  
623.87  
Bud  
2-1  
2000

Disusun oleh :

**RONI BUDISANTOSO**

NRP : 4193 100 019

JURUSAN TEKNIK PERKAPALAN  
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN  
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER  
SURABAYA  
2000

Rp. 30.000.-

5/12/2000

H

21.2513

**ANALISA KARAKTERISTIK DAYA DORONG DAN EFISIENSI  
PROPULSIF KAPAL WATERJET AKIBAT ADANYA  
INTERAKSI WATERJET DENGAN BADAN KAPAL**

**TUGAS AKHIR**

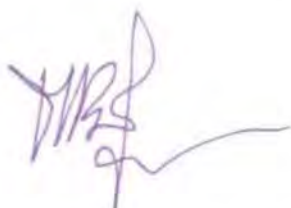
**Diajukan Guna Memenuhi Sebagian Persyaratan  
Untuk Memperoleh Gelar Sarjana Teknik Perkapalan**

**Pada**

**Jurusan Teknik Perkapalan  
Fakultas Teknologi Kelautan  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya**

**Mengetahui / Menyetujui**

**Dosen Pembimbing**



**Ir. I.K.A. PRIA UTAMA, M.Sc., Ph.D.**  
**NIP. 132 007 645**

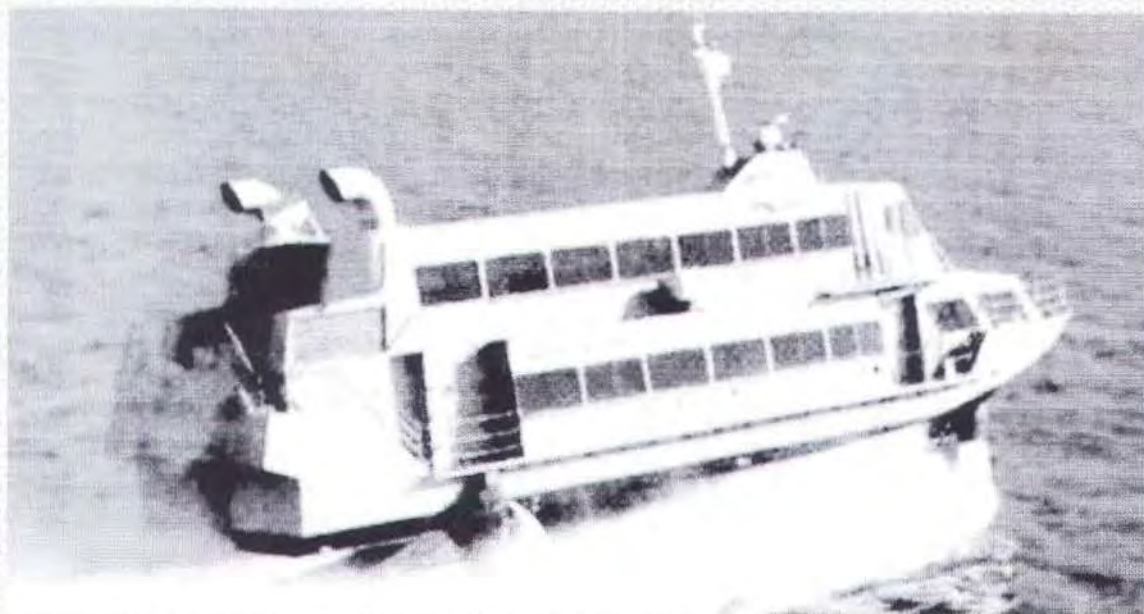
**Ir. F. SALES WIDOYONO, M.Sc.**  
**NIP. 680 001 013**



**SURABAYA**  
**Februari, 2000**



" Sesungguhnya dalam penciptaan langit dan bumi, silih bergantinya malam dan siang, bahtera yang berlayar di laut membawa apa yang berguna bagi manusia, dan apa yang Allah turunkan dari langit berupa air, lalu dengan air itu Dia hidupkan bumi sesudah mati (kering)-nya dan Dia sebarkan di bumi itu segala jenis hewan, dan pengisaran angin dan awan yang dikendalikan antara langit dan bumi; sungguh (terdapat) tanda-tanda (keesaan dan kebesaran Allah) bagi kaum yang memikirkan " (QS. AL BAQARAH : 164)



Rasanya karya ini terlalu kecil untuk kupersembahkan untukmu bapak dan ibuku tercinta. Segala apa yang telah kauberikan sulit bagiku untuk membalasnya. Tugas akhir ini hanyalah setetes embun diantara lautan kasihmu. Semoga kau mau menerima karya kecil anakmu ini.

## ABSTRAK

*Salah satu upaya untuk mempertinggi kecepatan gerak kapal adalah dengan penggunaan sistem propulsi yang mampu memberikan daya dorong yang besar pada badan kapal. Sistem propulsi waterjet telah lama dikenal sebagai sistem penggerak bagi kapal-kapal yang ditujukan untuk dapat bergerak cepat di air. Namun pemakaian sistem penggerak tersebut telah dibatasi oleh adanya masalah efisiensi propulsif yang rendah. Hal ini kemudian disadari orang sebagai suatu tantangan untuk mencari penjelasan yang benar mengenai perilaku waterjet saat dipasang pada badan kapal. Saat ini mulai diketahui bahwasanya sistem waterjet sebagai sistem penggerak dan sistem badan kapal selaku obyek yang digerakkan merupakan suatu sistem yang terintegrasi dimana didalamnya terjadi suatu interaksi atau hubungan imbal balik yang saling mempengaruhi performance keduanya pada saat beroperasi di air. Hal yang menjadi permasalahan kemudian adalah cara memprediksikan performance dari interaksi sistem waterjet-badan kapal. Hal tersebut penting terutama bagi perancang kapal berpropulsi waterjet karena dapat memberikan informasi atau keterangan mengenai sejauh mana ke-efisien-an dari sistem waterjet yang didesain saat bersama-sama sistem badan kapal beroperasi di air.*

*Dalam tulisan ini akan dibahas mengenai perhitungan efisiensi interaksi sistem waterjet-badan kapal disertai mekanisme yang terjadi diantara keduanya sehingga menyebabkan terjadinya perubahan performance dari saat masing-masing sistem beroperasi sendirian dengan saat keduanya beroperasi secara bersama-sama.*



## KATA PENGANTAR

Syukur Alhamdulillah penulis ucapkan, karena berkat rahmat serta hidayah-Nya akhirnya penulis mampu menyelesaikan penyusunan tugas akhir ini dengan judul :

**“Analisa Karakteristik Daya Dorong dan Efisiensi Propulsif Kapal Waterjet Akibat Adanya Interaksi Waterjet dengan Badan Kapal”.**

Dalam kehidupan ini sudah pasti kita bergantung serta saling berinteraksi dengan sesama, demikian pula kiranya yang penulis rasakan sebelum dan selama penyusunan tugas akhir ini. Berbagai pihak telah cukup banyak membantu, oleh sebab itu dalam kesempatan ini penulis ingin menghaturkan terima kasih kepada kedua orang tua serta mbak Erna atas dukungan, bantuan dan segenap perhatian yang dicurahkan kepada penulis. Penulis juga ingin menyampaikan terima kasih serta penghargaan yang setulus-tulusnya kepada :

1. Bapak Ir. Djauhar Manfaat, M.Sc., Ph.D, selaku Ketua Jurusan Teknik Perkapalan FTK-ITS.
2. Bapak Ir. I.K.Arya Pria Utama, M.Sc., Ph.D, selaku Sekretaris Jurusan Teknik Perkapalan FTK-ITS, sekaligus dosen pembimbing, atas arahan, bimbingan dan kesabarannya selama penyusunan tugas akhir.
3. Bapak Ir. F.Sales Widoyono, M.Sc., yang sedang menyelesaikan studi S3 di Belanda, selaku dosen pembimbing, atas arahan, bimbingan dan kesabarannya selama penyusunan tugas akhir.
4. Bapak Ir. Soewefy, M.Eng, selaku dosen wali.
5. Bapak Ir. Mahardjo W., selaku koordinator mata kuliah Tugas Rancang, atas segenap bantuannya.
6. Bapak-bapak dosen, seluruh staf pengajar di Jurusan Teknik Perkapalan FTK-ITS.
7. Bapak Baharudin Ali, S.T., selaku staf BPP-Hidrodinamika Indonesia, atas bimbingan serta bantuannya.

8. Bapak Ir. Setyo Laksono, M.T., selaku staf BPP-Hidrodinamika Indonesia, atas arahan serta bimbingannya.
9. Bapak Ir. Achmad Bisri, M.T., selaku staf BPP-Hidrodimika Indonesia, atas arahan serta bimbingannya.
10. Bapak Ir. Tjinto Subagjo, selaku Kepala BPP-Hidrodinamika, atas segenap bantuannya.
11. Seluruh staf dan karyawan BPP-Hidrodinamika, atas keramahannya.
12. Dina H., atas simpatinya.
13. Nanang dan Aji, sesama pemerhati hidrodinamika.
14. Teman-teman angkatan'93 baik yang sudah lulus maupun yang sedang berusaha lulus. Kompak terus lho yo rek.
15. Teman-teman di Jurusan Teknik Perkapalan semuanya.
16. Erwin, atas bantuan serta perhatiannya.
17. Tatok kriwul, Rizal, Heri pembalap, Son Kamil, Nedy, Cecep, Imam, Wak Haji (Aidi), Adi, Kole, Basuki, Joni, Wahyu, Hari, Danang cipret serta seluruh penghuni Keputih II A/43.
18. Novi, Erwan dan Apriansyah.
19. Pak Amari dan Bu Vinza, juga Lilik (kirei). Doomo arigatoo gozaimasu.
20. Teman-teman kursus bahasa Jepang.
21. Ria Novitasari, atas perhatian dan dukungannya.
22. Serta semua pihak yang tidak dapat disebutkan satu persatu yang juga turut serta membantu dalam penyusunan tugas akhir ini.

Akhirnya penulis berharap agar kiranya tugas akhir ini dapat diterima serta bermanfaat bagi pihak-pihak yang membutuhkannya, serta tidak lupa mohon saran serta kritik membangun demi perbaikan tugas akhir ini, sebab penulis menyadari sepenuhnya bahwasanya masih terdapat kekurangan maupun kesalahan disana-sini.

Surabaya, Pebruari 2000

Penulis



## DAFTAR ISI

	Halaman
<b>ABSTRAK</b>	i
<b>KATA PENGANTAR</b>	ii
<b>DAFTAR ISI</b>	iv
<b>DAFTAR TABEL</b>	vii
<b>DAFTAR GAMBAR</b>	viii
 <b>BAB I PENDAHULUAN</b>	
1.1. Latar Belakang Masalah	1
1.2. Pembatasan Masalah	3
1.3. Tujuan dan Relevansi	5
1.4. Sistematika Pembahasan	5
 <b>BAB II TINJAUAN TEORI DASAR</b>	
2.1. Pengertian Judul Tugas Akhir	7
2.2. Hukum-Hukum Dasar Untuk Suatu Sistem	14
2.3. Penurunan Persamaan-Persamaan Untuk Volume Kontrol	16
2.3.1. Konservasi Massa	23
2.3.2. Konservasi Momentum	25
2.3.3. Konservasi Energi	26

### **BAB III APLIKASI TEORI MOMENTUM DAN ENERGI PADA SISTEM**

#### **PROPULSI WATERJET**

3.1. Penguraian Gaya-Gaya Yang Bekerja Pada Sistem Kapal Waterjet	27
3.1.1. Sistem Waterjet	27
3.1.2. Sistem Badan Kapal	30
3.2. Penentuan Volume Kontrol Sistem Waterjet	33
3.3. Analisa Gaya Dan Daya Dorong Sistem Waterjet	36
3.3.1. Efisiensi Sistem Waterjet	38
3.3.2. Efisiensi Interaksi	40
3.4. Penurunan Persamaan Dasar	42

### **BAB IV PENGUJIAN MODEL KAPAL WATERJET DI TOWING TANK**

4.1. Tempat Dan Fasilitas Pengujian	49
4.2. Model Kapal Waterjet	51
4.3. Metode Pengukuran Gaya Dorong	53
4.4. Sistem Data Akuisisi	55
4.5. Data Hasil Pengujian	57
4.5.1. Bollard Pull Test	57
4.5.2. Self-Propulsion Test	59
4.5.3. Resistance Test	61

### **BAB V ANALISA DAN PERHITUNGAN EFISIENSI INTERAKSI**

5.1. Kondisi Sistem Terisolasi ( <i>The Isolated System's Condition</i> )	62
5.1.1. Sistem Waterjet Terisolasi	62
5.1.2. Sistem Badan Kapal Terisolasi	66
5.2. Kondisi Penyesuaian ( <i>The Matched System's Condition</i> )	69



5.3. Kondisi Penyesuaian ( <i>The United System's Condition</i> )	70
<b>BAB VI KESIMPULAN DAN REKOMENDASI</b>	
6.1. Kesimpulan	91
6.2. Rekomendasi	92
<b>DAFTAR PUSTAKA</b>	
<b>LAMPIRAN</b>	

## DAFTAR TABEL

	Halaman
Tabel 4.1. Ukuran utama kapal serta model	51
Tabel 4.2. Data hasil pelaksanaan bollard pull test	58
Tabel 4.3. Data hasil pelaksanaan self-propulsion test	59
Tabel 4.4. Data hasil pelaksanaan resistance test	61
Tabel 5.1. Harga $R_{BH}$ dan $T_g$ untuk nozzle $d = 1.25$ inch hasil interpolasi ( $V_m =$ kecepatan model, $V_n =$ kecepatan aliran pada nozzle)	71



## DAFTAR GAMBAR

	Halaman
Gambar 1.1. Tipe dasar intake pada sistem waterjet	4
Gambar 2.1. Sistem umum waterjet	9
Gambar 2.2. Diagram kondisi terisolasi	11
Gambar 2.3. Diagram kondisi penyesuaian	12
Gambar 2.4. Diagram kondisi penyatuan	13
Gambar 2.5. Konfigurasi sistem dan volume kontrol	17
Gambar 2.6. Pembesaran daerah bagian (3) pada gambar 2.5	20
Gambar 2.7. Pembesaran daerah bagian (1) pada gambar 2.5	21
Gambar 3.1. Gaya-gaya yang bekerja pada sistem waterjet	28
Gambar 3.2. Free body diagram untuk kondisi badan kapal ditarik	31
Gambar 3.3. Free body diagram untuk kondisi badan kapal digerakkan waterjet	32
Gambar 3.4. Alternatif volume kontrol	34
Gambar 3.5. Proses konversi energi sistem waterjet-badan kapal	38
Gambar 4.1. Alur pelaksanaan pengujian	50
Gambar 4.2. Body plan model kapal waterjet	52
Gambar 4.3. Peletakkan sistem propulsi waterjet pada badan kapal	52
Gambar 4.4. Pengukuran laju aliran dengan tanki penampungan air	53
Gambar 4.5. Pitot tube atau pipa kapiler	54
Gambar 4.6. Metode pengukuran langsung dengan force transducer	55

Gambar 4.7. Sistem data akuisisi	56
Gambar 4.8. Pelaksanaan bollard pull test	57
Gambar 4.9. Pelaksanaan self-propulsion test	59
Gambar 4.10. Pelaksanaan resistance test	61
Gambar 5.1. Hubungan gaya dorong sistem waterjet dengan putaran impeller	63
Gambar 5.2. Pengaruh putaran impeller terhadap kecepatan aliran nozzle	64
Gambar 5.3. Tahanan sebagai fungsi angka Froude $Fn$	67
Gambar 5.4. Fraksi penurunan gaya dorong $t$ diplot sebagai fungsi angka Froude $Fn$	72
Gambar 5.5. Hubungan efisiensi interaksi momentum $\eta_{ml}$ dengan $NVR$ ( $dn = 1.25 \text{ inch}, n = 7$ )	75
Gambar 5.6. Efisiensi interaksi $\eta_{INT}$ sebagai fungsi angka Froude $Fn$	77
Gambar 5.7. Harga fraksi penurunan gaya dorong dengan variasi diameter nozzle	78
Gambar 5.8. Pola aliran pada intake sistem waterjet	83
Gambar 5.9. Hubungan efisiensi interaksi momentum dengan $NVR$ pada $dn$ yang berbeda	85
Gambar 5.10. Efisiensi interaksi $\eta_{INT}$ diplot sebagai fungsi angka Froude $Fn$	87
Gambar 5.11. Perbandingan hasil perhitungan efisiensi interaksi $\eta_{INT}$ untuk aliran potensial	89



# **BAB I**

## **PENDAHULUAN**

### **1.1. Latar Belakang Masalah**

Kebutuhan akan sarana transportasi laut yang semakin cepat semakin hari kian meningkat, seiring dengan semakin tingginya penghargaan orang terhadap nilai waktu dewasa ini. Kita ketahui bersama bahwa secara geografis, negara kita merupakan sebuah negara kepulauan yang kurang lebih terdiri dari 17.000 buah pulau. Dengan melihat kondisi yang demikian maka pembangunan serta pengembangan suatu sistem transportasi terutama sistem transportasi laut dan udara secara nasional mutlak diperlukan, baik untuk barang maupun penumpang. Hal ini disebabkan oleh pentingnya peran transportasi sebagai urat nadi perekonomian nasional.

Jika sekarang kita gunakan jarak sebagai acuan dalam menghubungkan kepulauan tadi yaitu dengan asumsi bahwa jarak rata-rata antar pulau yang dihuni adalah antara 20 sampai dengan 60 mil laut, maka akan terdapat beberapa pilihan alat transportasi yang dapat digunakan diantaranya transportasi laut dan udara. Dengan jarak tersebut jika ditempuh dengan pesawat udara akan terasa kurang efisien, terutama jika ditinjau dari segi biaya dan waktu, misalnya : rasio waktu terbang dengan total perjalanan akan menjadi tidak rasional lagi, yaitu waktu terbang yang jauh lebih kecil dari waktu untuk menuju ke bandara dan persiapan terbang ke bandara [Djarmiko et. Al.,1994].



Karena itu alternatif yang bisa diambil adalah dengan menggunakan transportasi laut yang mempunyai kecepatan tinggi dalam operasinya. Mendesain serta membangun sebuah kapal yang dapat melaju dengan cepat di air bukanlah pekerjaan yang mudah. Sehingga hal tersebut merupakan suatu dorongan sekaligus tantangan setiap insan yang berkecimpung dalam dunia teknologi perkapalan untuk dapat segera memberikan solusi yang tepat atas permasalahan tersebut. Kapal saat ini menjadi alternatif sarana angkutan masal antar pulau yang diminati orang karena kelebihanannya yang relatif murah dibanding sarana angkutan lain (semisal pesawat udara), namun dengan perkembangan saat ini masyarakat mendambakan kelebihan lain yaitu berupa kecepatan yang tinggi tanpa harus mengurangi rasa aman dan nyaman serta tetap terjangkau.

Peningkatan kecepatan pada suatu kapal dapat berarti adanya penurunan tahanan disertai terjadinya peningkatan gaya dorong oleh sistem propulsinya. Untuk mendapatkan tahanan yang sekecil mungkin berbagai usaha telah dilakukan diantaranya dengan mendesain bentuk badan kapal yang semakin memenuhi kriteria-kriteria hidrodinamis. Cara lain yaitu dengan berusaha mengurangi luas permukaan kapal yang tercelup didalam air dengan jalan mengangkat sebagian atau seluruh badan kapal saat beroperasi di air. Sedangkan usaha untuk mendapatkan gaya dorong yang besar tercermin dengan semakin ragamnya sistem propulsi diciptakan, diantaranya sistem propulsi yang memanfaatkan semburan air untuk mendorong badan kapal yaitu waterjet.

Penggunaan waterjet sebagai sistem penggerak kapal saat ini menunjukkan kecenderungan yang meningkat. Hal ini disebabkan karena unjuk kerjanya yang





baik khususnya untuk kapal-kapal yang membutuhkan kecepatan diatas 25 knot [Blount dan Bartee,1997]. Waterjet sendiri sebenarnya masih memiliki beberapa masalah agar dapat mencapai kemampuan maksimalnya, salah satunya adalah adanya distorsi aliran pada badan kapal yang menyebabkan laju aliran massa yang masuk melalui intake tercekik (*ingested*) saat kapal beroperasi pada kecepatan tinggi. Hal ini berakibat pula terjadinya perubahan tahanan kapal serta daya dorong dari sistem penggerak waterjet.

Untuk kepentingan tersebut maka dalam tugas akhir ini penulis mencoba menganalisa interaksi yang terjadi antara sistem waterjet dengan badan kapal, sehingga hasilnya diharapkan dapat membantu pihak-pihak yang berkepentingan dengan masalah tersebut.

## 1.2. Pembatasan Masalah

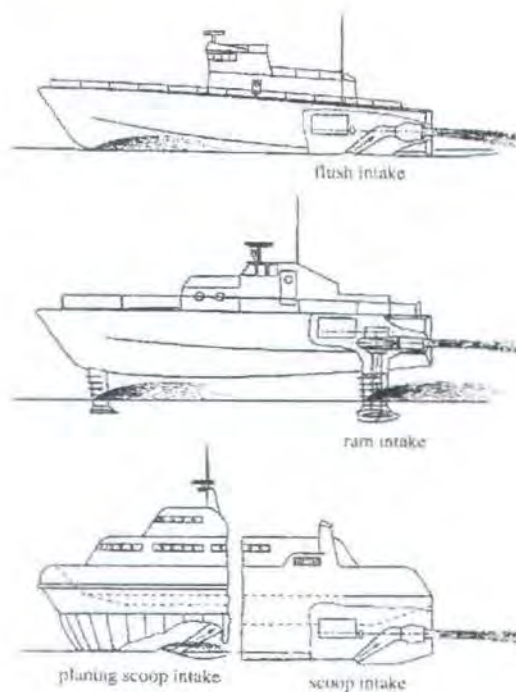
Dalam tugas akhir ini dibuat beberapa batasan guna mempermudah perhitungan serta analisa permasalahan yang akan dibahas. Batasan-batasan tersebut meliputi :

- Obyek yang dianalisa merupakan model kapal berpenggerak waterjet dengan memiliki ukuran utama kapal, intake, nosel dan daya pompa sesuai yang telah dibuat serta dilakukan pengujian bollard pull test, self propulsion test dan resistance test-nya oleh Badan Pengkajian dan Penelitian Hidrodinamika-BPPT Indonesia, sehingga data-data yang digunakan sebagai materi analisa disini sesuai dengan hasil pengujian tersebut disamping data-data penunjang yang didapatkan dari buku-buku referensi





- Perancangan model kapal dan sistem penggerak waterjetnya tidak dibahas didalam tugas akhir ini, sehingga perhitungan maupun analisa terhadap efisiensi pompa, impeller serta efisiensi saluran (*duct*) diluar topik bahasan tugas akhir ini.
- Pendekatan analisa dalam tugas akhir ini adalah pendekatan untuk aliran potensial (*potensial flow*) mengingat data-data yang diperlukan untuk analisa pada aliran viscous tidak semuanya bisa didapat dari pengujian ini, namun untuk menghindari penyederhanaan yang terlalu banyak maka pengaruh-pengaruh dari kekentalan aliran akan diasumsikan.
- Sistem waterjet yang akan dibahas disini dibatasi hanya pada waterjet dengan tipe flush intake mengingat banyaknya jenis intake (gambar 1.1) yang kini telah dioperasikan pada kapal-kapal waterjet.



Gambar 1.1. Tipe dasar Intake pada Sistem Waterjet



### 1.3. Tujuan Dan Relevansi

Tujuan dari penulisan tugas akhir ini adalah untuk mendapatkan pengaruh interaksi atau hubungan imbal balik antara sistem propulsi waterjet dengan badan kapal terhadap karakteristik gaya dan daya dorong serta efisiensi propulsif yang dihasilkan. Dalam tugas akhir ini akan dihitung fraksi penurunan gaya dorong total, efisiensi interaksi momentum serta efisiensi interaksi pada kapal waterjet untuk kemudian dilakukan analisa, sehingga dari sini diperoleh informasi yang berguna bagi perancangan kapal yang menggunakan sistem penggerak waterjet.

### 1.4. Sistematika Pembahasan

Sistematika pembahasan dalam tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

#### - BAB I. PENDAHULUAN

Membahas latar belakang, pembatasan masalah, tujuan dan relevansi serta sistematika dari laporan tugas akhir ini.

#### - BAB II. TINJAUAN TEORI DASAR

Tinjauan atas teori dasar yang digunakan sebagai landasan bagi penurunan persamaan-persamaan aplikatif yang mempunyai relevansi dengan topik bahasan yang dikerjakan dalam tugas akhir ini. Memuat pengertian dari judul tugas akhir serta uraian mengenai hukum-hukum kekekalan massa, kekekalan momentum serta kekekalan energi.



- BAB III. APLIKASI TEORI MOMENTUM DAN ENERGI PADA SISTEM PROPULSI WATERJET.

Penerapan teori momentum serta energi pada sistem propulsi waterjet, berupa persamaan-persamaan yang berkenaan langsung dengan permasalahan pada sistem propulsi waterjet seperti mengenai gaya dan daya dorong sistem propulsi, penguraian gaya yang bekerja pada sistem kapal waterjet juga mengenai efisiensi-efisiensi interaksi.

- BAB IV. PENGUJIAN MODEL KAPAL WATERJET DI TOWING TANK

Membahas pelaksanaan pengujian model kapal waterjet yang dilaksanakan pada fasilitas towing tank milik Badan Pengkajian dan Penelitian Hidrodinamika-BPPT Indonesia, meliputi pelaksanaan bollard pull test, resistance test serta self-propulsion test.

- BAB V. ANALISA DAN PERHITUNGAN EFFISIENSI INTERAKSI

Melaksanakan perhitungan variabel-variabel dari efisiensi interaksi berdasarkan data hasil pengujian model disertai analisa dari hasil perhitungan.

- BAB VI. PENUTUP

Berisikan kesimpulan serta saran dari tugas akhir ini.



## **BAB II**

### **TINJAUAN TEORI DASAR**

#### **2.1. Pengertian Judul Tugas Akhir**

Dalam tugas akhir ini diambil suatu pokok pembahasan mengenai analisa karakteristik daya dorong dan efisiensi propulsif dari kapal yang menggunakan sistem penggerak atau sistem propulsi waterjet diakibatkan oleh adanya interaksi sistem propulsi waterjet dengan badan kapal. Dalam subbab ini penulis mencoba menjelaskan mengenai pengertian yang dimaksud dari pokok pembahasan diatas.

Waterjet sebagai penggerak kapal telah digunakan lebih dari tiga ratus tahun yang lalu dalam berbagai bentuk, namun penggunaannya secara luas telah dibatasi oleh adanya efisiensi propulsif yang rendah jika dibandingkan dengan sistem propulsi yang menggunakan propeller, dan hal ini telah diketahui orang setidaknya selama 75 tahun [Etter,1976]. Namun dengan kemajuan yang ada sekarang waterjet mulai banyak dipakai, terutama untuk jenis-jenis kapal berkecepatan tinggi (*high-speed craft*). Beberapa keuntungan dari pemakaian waterjet adalah [Widoyono,1998] :

1. Tidak terdapatnya propeler dan kemudi diluar badan kapal sehingga sangat menguntungkan dalam pengoperasian di perairan yang tidak dalam.
2. Penempatan propeller hisap (*impeller*) didalam badan kapal dapat mengurangi getaran maupun kebisingan pada kapal.



3. Efisiensi propulsif dapat diusahakan cukup tinggi sehingga dapat dibandingkan dengan penggunaan propeller, pada kecepatan kapal yang tinggi.

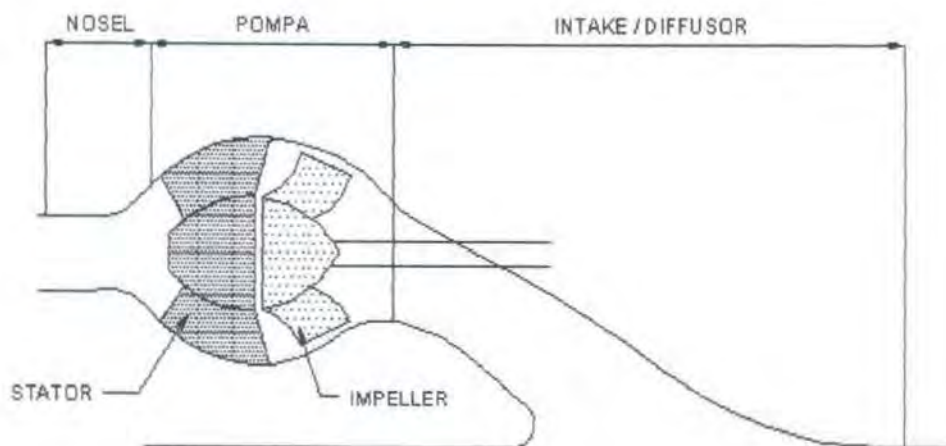
Kapal waterjet merupakan kapal yang dalam pengoperasiannya di media air menggunakan sistem waterjet (semburan air) sebagai pendorongnya sehingga kapal dapat bergerak sesuai dengan kecepatan yang diinginkan. Kapal waterjet sebagai suatu sistem tersusun dari sistem badan kapal polos (*bare hull system*) dan sistem waterjet (*waterjet system*) [Terwisga,1993]. Sistem badan kapal polos atau *bare hull system* adalah badan kapal tanpa waterjet dipasang didalamnya. Namun dalam perhitungan berat serta posisi titik berat kapal (*centre of gravity*) harus merupakan berat badan kapal dalam keadaan beroperasi di air sehingga harus diikutsertakan pula berat air yang masuk melalui sistem waterjet (*entrained water*) [ITTC,1987].

Sistem waterjet umumnya terdiri dari sistem pompa (*pump system*) dan sistem saluran (*ducting system*). Sistem pompa berfungsi untuk mengubah tenaga mekanis menjadi tenaga hidrolis sedangkan sistem saluran berfungsi mengarahkan laju aliran dari lingkungan ke dan dari pompa untuk kembali ke lingkungan [Terwisga,1993]. Sistem waterjet memiliki komponen-komponen utama yang sangat menentukan kinerjanya yang dalam pemilihannya sebagai suatu sistem propulsi lebih rumit dan kompleks dibandingkan pemilihan propeller, komponen-komponen tersebut meliputi : engine dan sistem transmisinya, pompa, *thrust nozzle*, *thrust vectoring* dan mekanisme pembalik, diffuser, ducting dan inlet atau intake [Adji,1999]. Namun secara garis besar sistem umum dari waterjet dapat





digambarkan seperti yang terlihat dalam gambar 2.1. Prosesnya, air dari lingkungan akan dihisap melalui intake sebagai lubang pemasukan, kemudian laju aliran fluida yang terhisap akan dipercepat oleh aktuator yang biasanya berupa pompa mekanis dan selanjutnya disemburkan ke lingkungan lagi melalui nozzle selaku lubang pengeluaran..



Gambar 2.1 Sistem Umum Waterjet

Laju aliran yang tersembur melalui lubang nozzle menghasilkan gaya dorong (*thrust*), hal ini dikarenakan adanya kenaikan kecepatan aliran yang masuk melalui saluran untuk kemudian menyebabkan terjadinya perbedaan momentum, sehingga hal tersebut membuat kapal dapat bergerak. Perhatian utama kita dari sistem waterjet adalah keseimbangan antara gaya dorong yang dibutuhkan untuk mendorong kapal sehingga dapat bergerak maju sesuai dengan kecepatan yang direncanakan dengan gaya dorong sesungguhnya yang diberikan oleh sistem waterjet.

Oleh karena itu perlu kiranya kita mempertimbangkan efisiensi dari sistem waterjet, yang mana hal tersebut bisa didapatkan dari efisiensi sistem-sistem yang





menyusunnya. Efisiensi dari sistem waterjet pada kondisi ideal dapat dengan mudah ditentukan dari komponen-komponen utama yang menyusunnya, namun pada pengoperasian yang sebenarnya efisiensi sistem ini sangat sulit ditentukan karena adanya kerugian-kerugian oleh aliran yang tercekik (*ingested*), tidak seragamnya kecepatan aliran, masuknya udara dalam aliran, ditambah lagi kerugian-kerugian pada komponen-komponen tersebut, seperti selubung, pompa atau impeller dan sebagainya [Widoyono,1998]. Disini terlihat bahwasanya terdapat suatu interaksi atau hubungan timbal balik antara sistem badan kapal dengan sistem waterjet yang mempengaruhi efisiensi keseluruhan dari kapal berpenggerak waterjet.

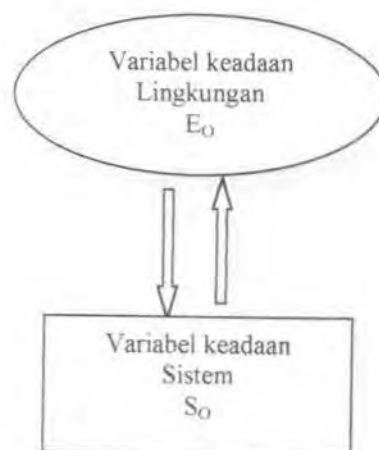
Untuk lebih jelasnya pengertian kita mengenai interaksi antara sistem badan kapal dengan sistem waterjet akan dijelaskan disini mengenai konsep interaksi yang terjadi antara 2 sistem [Terwisga,1996]. Sistem dapat diuraikan dengan menyebut elemen-elemen yang terdapat didalamnya atau dengan cara menyebut sekumpulan sifat-sifat (*a set of attributes*) yang dimiliki oleh sistem tersebut. Berdasarkan konsep dari teori sistem, interaksi antara 2 subsistem atau sistem terjadi jika sifat-sifat dari suatu sistem dipengaruhi oleh sifat-sifat dari sistem yang lain. Interaksi juga bisa terjadi antara sistem dengan lingkungan dimana sistem tersebut bekerja atau beroperasi. Sifat-sifat dari sistem diukur dengan apa yang dinamakan sebagai variabel keadaan (*state variabel*) sehingga harga atau nilai (*value*) dari variabel keadaan itu akan menetapkan keadaan dari sistem. Harga-harga variabel keadaan ini selanjutnya dibatasi oleh sekumpulan hubungan yang berpengaruh terhadap sistem didalam lingkungannya.



Untuk dapat mengukur interaksi yang terjadi antara dua sistem ada beberapa kondisi yang mesti diperhatikan, yaitu [Terwisga, 1996] :

- Untuk yang pertama adalah kondisi sistem terisolasi (*the isolated system's condition*). Kondisi ini dinyatakan dengan sekumpulan sifat-sifat dan hubungan yang menggambarkan sistem di dalam lingkungan yang tidak terganggu. Lingkungan yang tidak terganggu ini dicontohkan seperti sistem waterjet yang berada pada kondisi aliran bebas (*free stream condition*), dan juga seperti halnya propeller pada kondisi open water. Pada kondisi ini dapat digunakan untuk pengukuran tahanan badan kapal polos (*bare hull resistance*) yang merupakan fungsi dari kecepatan. Selain itu pada kondisi ini juga hasil dari gaya dorong sistem waterjet dapat ditentukan untuk setiap perubahan harga kecepatan aliran serta laju aliran.

Kondisi Terisolasi  
( *Isolated Condition* )

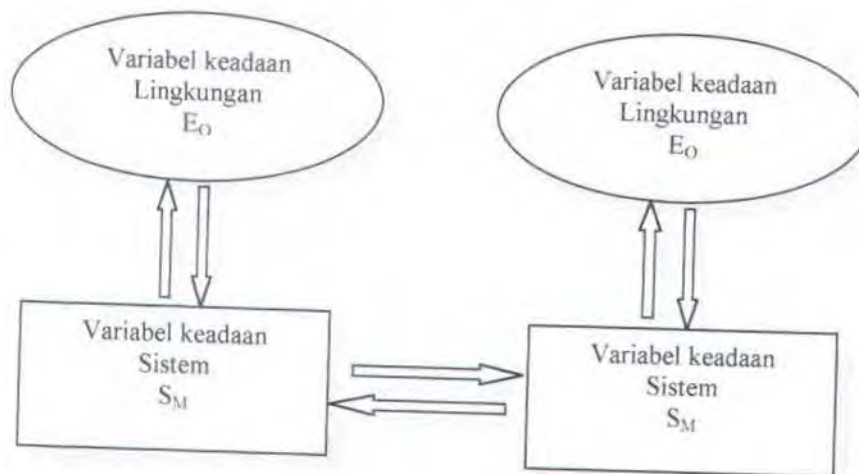


Gambar 2.2. Diagram Kondisi Terisolasi



- Sebelum mendapatkan secara lengkap keseluruhan hubungan interaksi antara dua sistem maka ada kondisi sistim antara yang dinamakan dengan kondisi pencocokkan atau penyesuaian (*the matched condition*) pada kondisi ini belum terdapat interaksi antara dua sistem. Namun yang ada sistem membatasi range harga variabel-variabel keadaan dari masing-masing sistem. Harga variabel-variabel itu tidak dipengaruhi tetapi hanya jumlah yang dapat terjadi yang dibatasi. Pada kondisi ini gaya dorong dari sistem waterjet harus seimbang dengan tahanan kapal. Namun sampai pada kondisi ini pengaruh interaksi terhadap gaya dorong dan tahanan belum dapat ditentukan.

Kondisi Penyesuaian  
(*Matched Condition*)

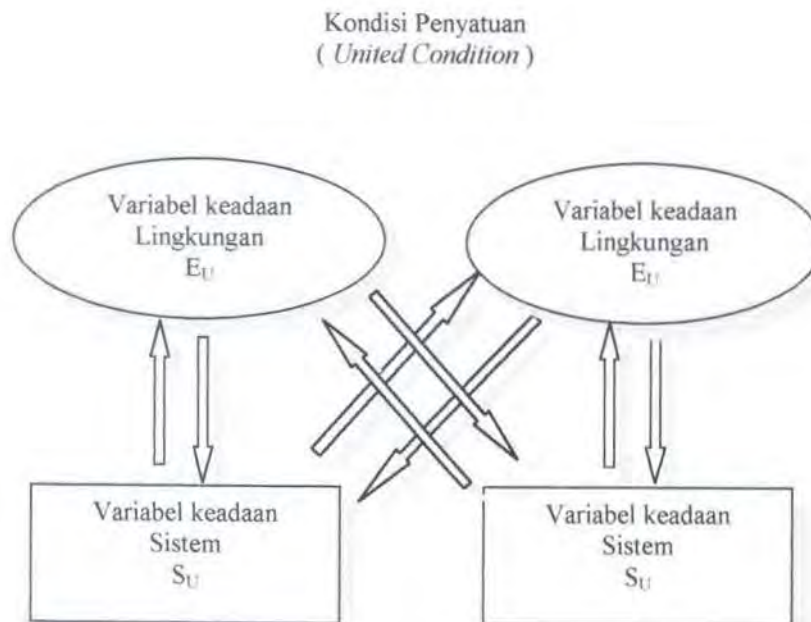


Gambar 2.3. Diagram Kondisi Penyesuaian





- Kondisi dimana interaksi terjadi disebut sebagai kondisi penyatuan (*united condition*). Pada kondisi ini tahanan kapal dipengaruhi oleh distorsi aliran yang disebabkan oleh aksi yang dilakukan oleh waterjet namun sebaliknya gaya dorong yang diberikan oleh sistem waterjet untuk putaran impeller tertentu dipengaruhi oleh distorsi yang terjadi pada badan kapal yaitu berupa aliran tercekik (*ingested flow*). Diagram untuk kondisi penyatuan ini seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.4.



Gambar 2.4. Diagram Kondisi Penyatuan

Jadi berdasarkan uraian diatas pokok pembahasan pada tugas akhir ini akan mencoba menganalisa karakteristik kapal waterjet khususnya mengenai daya dorong serta efisiensi propulsifnya yang dipengaruhi oleh adanya interaksi yang terjadi antara sistem waterjet dengan badan kapal.



## 2.2. Hukum-Hukum Dasar Untuk Suatu Sistem

Suatu sistem menunjuk pada suatu massa bahan yang tertentu serta membedakannya dari semua zat lainnya yang disebut lingkungannya. Batas suatu sistem membentuk permukaan tertutup. Permukaan ini dapat berubah dengan waktu sedemikian hingga permukaan tersebut melingkupi massa yang sama selama terjadi perubahan-perubahan terhadap kondisinya. Suatu volume kendali atau volume kontrol menunjuk suatu daerah didalam ruang dan bermanfaat dalam analisis terhadap situasi-situasi dengan terjadinya aliran ke dalam serta keluar dari ruang tersebut. Batas suatu volume kontrol adalah permukaan kontrol. Ukuran serta bentuk volume kontrol adalah sepenuhnya sembarang, tetapi seringkali sebagian demi sebagian dibuat berimpit dengan batas-batas benda padat, di bagian-bagian lainnya digambarkan tegak lurus terhadap arah aliran demi penyederhanaan [Streeter,1993].

Untuk memudahkan dalam menganalisa suatu volume kontrol atau volume kendali ada beberapa hukum dasar yang perlu dipahami dan dimengerti. Hukum-hukum dasar tersebut adalah [Fox dan McDonald,1994] :

### 1. Hukum kekekalan massa (*the law of conservation of mass*)

Hukum kekekalan massa ini menyatakan bahwasanya massa tidak dapat diciptakan atau dimusnahkan. Atau apabila diaplikasikan pada suatu sistem berarti bahwa massa didalam suatu sistem adalah tetap konstan terhadap waktu (jika pengaruh relativitasnya diabaikan). Jika ditulis dalam bentuk persamaan terhadap waktu atau laju (*rate equation*) maka dapat ditulis :



$$\left. \frac{dM}{dt} \right)_{\text{sistem}} = 0 \quad (2.1)$$

dimana :

$$M_{\text{sistem}} = \int_{\text{massa (sistem)}} dm = \int_{\forall (\text{sistem})} \rho d\forall \quad (2.2)$$

## 2. Hukum kedua Newton (*the Newton's second law*)

Hukum kedua Newton menyatakan bahwasanya jumlah total gaya-gaya luar yang bekerja pada suatu sistem adalah berbanding lurus dengan laju perubahan momentum linier dari sistem terhadap waktu.

Bentuk persamaannya bila ditulis :

$$\vec{F} = \left. \frac{d\vec{P}}{dt} \right)_{\text{sistem}} \quad (2.3)$$

dimana :

$$\vec{P}_{\text{sistem}} = \int_{\text{massa (sistem)}} \vec{V} dm = \int_{\forall (\text{sistem})} \vec{V} \rho d\forall \quad (2.4)$$

## 3. Hukum pertama termodinamika (*the first law of thermodynamics*)

Hukum pertama termodinamika merupakan pernyataan mengenai kekekalan energi untuk suatu sistem. Dalam bentuk persamaan terhadap waktu atau laju (*rate equation*) dapat ditulis dengan :





$$\dot{Q} - \dot{W} = \frac{dE}{dt}_{\text{sistem}} \quad (2.5)$$

dimana total energi dari sistem adalah :

$$E_{\text{sistem}} = \int_{\text{massa(sistem)}} e dm = \int_{\forall(\text{sistem})} e \rho dV \quad (2.6)$$

dan

$$e = u + \frac{V^2}{2} + gz \quad (2.7)$$

dimana :

$u$  = energi dalam per satuan massa

$\frac{V^2}{2}$  = energi kinetik per satuan massa

$gz$  = energi potensial per satuan massa

Untuk persamaan (2.5) panas yang dipindahkan persatuan waktu,  $\dot{Q}$ , berharga positif bila panas diberikan ke sistem dari sekitarnya. Sedang kerja persatuan waktu,  $\dot{W}$ , berharga positif bila kerja dilakukan oleh sistem pada sekitarnya.

### 2.3. Penurunan Persamaan-Persamaan Untuk Volume Kontrol

Misalkan  $N$  merupakan jumlah total sifat ekstensif (*ekstensive property*) suatu sistem misalnya massa, momentum dan energi, pada waktu  $t$  dan misalkan  $\eta$  merupakan jumlah sifat intensif (*intensive property*) sistem tersebut (sifat ekstensif per massa satuan) diseluruh fluida. Maka [Fox dan McDonald, 1994] :





$$N_{\text{sistem}} = \int_{\text{massa sistem}} \eta dm = \int_{\forall \text{ sistem}} \eta \rho dV \quad (2.8)$$

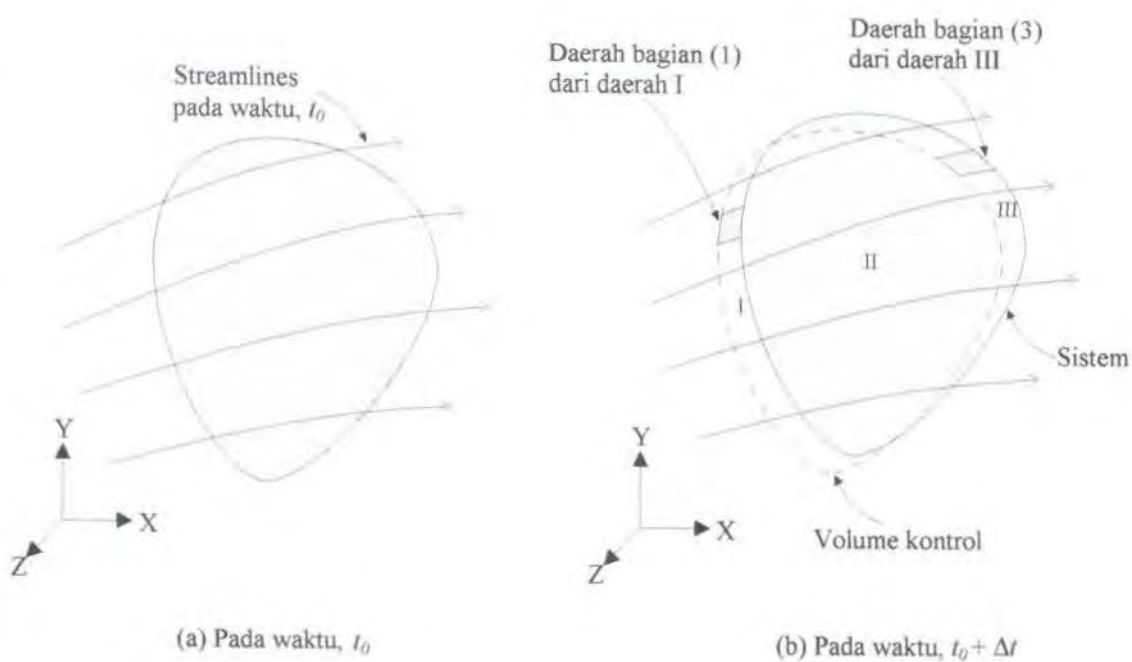
Jadi untuk persamaan (2.2), (2.4) dan (2.6) :

$$N = M, \quad \text{maka } \eta = 1$$

$$N = \vec{P}, \quad \text{maka } \eta = \vec{V}$$

$$N = E, \quad \text{maka } \eta = e$$

Untuk sistem dan volume kontrol yang akan dianalisa digunakan sistem dan volume kontrol seperti pada gambar 2.5.



Gambar 2.5 Konfigurasi Sistem dan Volume Kontrol



Dalam gambar (2.5) menunjukkan, pada saat  $t_0$  batas sistem dan volume kontrol tepat sama, dan pada saat  $t_0 + \Delta t$ , sistem berada pada daerah II dan III. Laju perubahan  $N_{sistem}$  dapat dinyatakan sebagai :

$$\left( \frac{dN}{dt} \right)_{sistem} = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{N_s)_{t_0 + \Delta t} - N_s)_{t_0}}{\Delta t} \quad (2.9)$$

selanjutnya karena pada saat  $t_0 + \Delta t$ , sistem menempati daerah II dan III maka :

$$N_s)_{t_0 + \Delta t} = (N_{II} + N_{III})_{t_0 + \Delta t} = (N_{CV} - N_I + N_{III})_{t_0 + \Delta t}$$

sedang :

$$N_s)_{t_0} = (N_{CV})_{t_0}$$

berdasarkan persamaan (2.8) maka persamaan diatas dapat ditulis :

$$N_s)_{t_0 + \Delta t} = \left[ \int_{CV} \eta \rho d\forall \right]_{t_0 + \Delta t} - \left[ \int_I \eta \rho d\forall \right]_{t_0 + \Delta t} + \left[ \int_{III} \eta \rho d\forall \right]_{t_0 + \Delta t}$$

dan

$$N_s)_{t_0} = (N_{CV})_{t_0} = \left[ \int_{CV} \eta \rho d\forall \right]_{t_0}$$

Dari substitusi kedua persamaan diatas kedalam persamaan (2.9) didapatkan :

$$\left( \frac{dN}{dt} \right)_{sistem} = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\left[ \int_{CV} \eta \rho d\forall \right]_{t_0 + \Delta t} + \left[ \int_{III} \eta \rho d\forall \right]_{t_0 + \Delta t} - \left[ \int_I \eta \rho d\forall \right]_{t_0 + \Delta t} - \left[ \int_{CV} \eta \rho d\forall \right]_{t_0}}{\Delta t} \quad (2.10)$$





Karena limit dari penjumlahan adalah sama dengan penjumlahan dari limit maka persamaan (2.10) dapat ditulis kembali dalam bentuk :

$$\left. \frac{dN}{dt} \right|_{\text{sistem}} = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\left[ \int_{CV} \eta \rho dV \right]_{t_0 + \Delta t} - \left[ \int_{CV} \eta \rho dV \right]_{t_0}}{\Delta t} + \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\left[ \int_{III} \eta \rho dV \right]_{t_0 + \Delta t}}{\Delta t} \quad (2.11)$$

$$- \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\left[ \int_I \eta \rho dV \right]_{t_0 + \Delta t}}{\Delta t}$$

Selanjutnya kita akan memeriksa satu persatu dari ketiga bagian diatas.

Bagian (1) dapat disederhanakan menjadi :

$$\lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\left[ \int_{CV} \eta \rho dV \right]_{t_0 + \Delta t} - \left[ \int_{CV} \eta \rho dV \right]_{t_0}}{\Delta t} = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{N_{CV}(t_0 + \Delta t) - N_{CV}(t_0)}{\Delta t} = \frac{\partial N_{CV}}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} \eta \rho dV$$

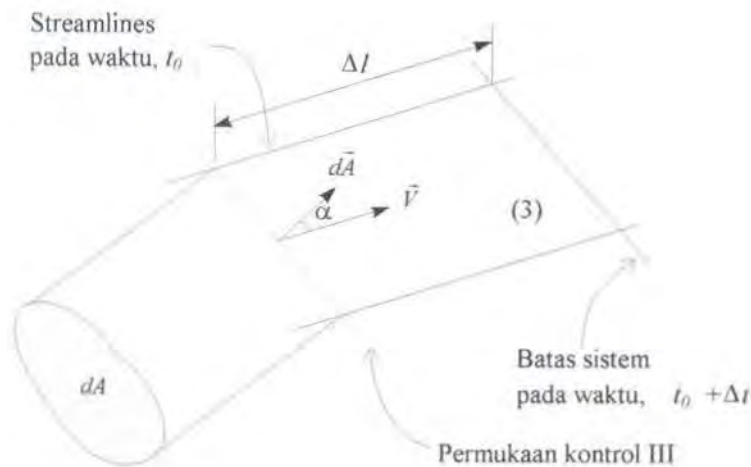
Bagian (2) dapat disederhanakan menjadi :

$$\lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\left[ \int_{III} \eta \rho dV \right]_{t_0 + \Delta t}}{\Delta t} = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{N_{III}(t_0 + \Delta t)}{\Delta t}$$

Untuk memeriksa  $N_{III}(t_0 + \Delta t)$ , gambar (2.6) berikut digunakan. Gambar tersebut menunjukkan daerah bagian (subregion) dari daerah III dalam pandangan yang diperbesar. Vektor  $d\vec{A}$  mempunyai ukuran yang sama besarnya dengan elemen luasan  $dA$  dari volume kontrol dan mempunyai arah normal terhadap elemen elemen luasan permukaan volume kontrol. Sudut  $\alpha$  adalah sudut antara  $d\vec{A}$  dengan vektor kecepatan  $\vec{V}$ .



Karena massa pada daerah III merupakan aliran yang keluar dari volume kontrol selama  $\Delta t$ , maka sudut  $\alpha$  ini akan selalu lebih kecil dari  $\pi/2$  pada seluruh luasan dari permukaan kontrol yang berada di daerah III.



Gambar 2.6 Pembesaran Daerah Bagian (3) pada Gambar 2.5

Sehingga pada daerah bagian (3) kita dapatkan persamaan,

$$dN_{III})_{t_0+\Delta t} = (\eta\rho d\forall)_{t_0+\Delta t} = [\eta\rho (\Delta l \cos \alpha dA)]_{t_0+\Delta t}$$

Karena  $d\forall = \Delta l \cos \alpha dA$  persamaannya menjadi :

$$N_{III})_{t_0+\Delta t} = \left[ \int_{CS_{III}} \eta\rho \Delta l \cos \alpha dA \right]_{t_0+\Delta t}$$

Selanjutnya dari persamaan diatas kita dapat menulis bagian (2) menjadi :

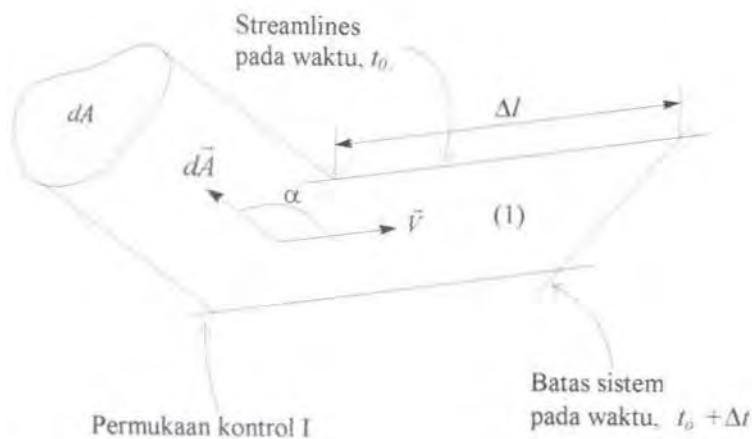


$$\begin{aligned}\lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\left[ \int_{III} \eta \rho d\forall \right]_{t_0 + \Delta t}}{\Delta t} &= \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{N_{III})_{t_0 + \Delta t}}{\Delta t} = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\int_{CS_{III}} \eta \rho \Delta l \cos \alpha dA}{\Delta t} \\ &= \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \int_{CS_{III}} \eta \rho \frac{\Delta l}{\Delta t} \cos \alpha dA = \int_{CS_{III}} \eta \rho |\vec{V}| \cos \alpha |d\vec{A}|\end{aligned}$$

Untuk bagian (3) dapat kita sederhanakan menjadi :

$$- \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\left[ \int_I \eta \rho d\forall \right]_{t_0 + \Delta t}}{\Delta t} = - \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{N_I)_{t_0 + \Delta t}}{\Delta t}$$

Untuk itu, gambar (2.7) berikut digunakan guna memeriksa  $N_I)_{t_0 + \Delta t}$ , gambar tersebut merupakan daerah bagian (*subregion*) dari daerah I dalam pandangan yang diperbesar.



Gambar 2.7 Pembesaran Daerah Bagian (1) pada Gambar 2.5





Sama seperti halnya gambar (2.6) maka  $d\vec{A}$  akan mempunyai ukuran yang sama besarnya dengan elemen luasan  $dA$  dari volume kontrol dan mempunyai arah normal terhadap elemen elemen luasan permukaan volume kontrol. Sudut  $\alpha$  yang terbentuk antara  $d\vec{A}$  dengan vektor kecepatan  $\vec{V}$ , karena aliran pada daerah I merupakan aliran yang masuk menuju ke volume kontrol selama  $\Delta t$ , maka sudut  $\alpha$  ini akan selalu lebih besar dari  $\pi/2$  di seluruh luasan dari permukaan kontrol yang berada di daerah I.

Sehingga :

$$dN_I)_{t_0+\Delta t} = (\eta\rho d\forall)_{t_0+\Delta t} = [\eta\rho (\Delta l(-\cos \alpha)dA)]_{t_0+\Delta t}$$

Dimana  $d\forall = \Delta l(-\cos \alpha)dA$ , tanda minus disebabkan volume merupakan satuan skalar sehingga harus selalu berharga positif, karena itu harga  $\cos \alpha$  untuk  $\alpha > \pi/2$  akan selalu negatif. Selanjutnya dapat kita tulis :

$$N_I)_{t_0+\Delta t} = \left[ \int_{CS_I} -\eta\rho \Delta l \cos \alpha dA \right]_{t_0+\Delta t}$$

Sehingga bagian (3) menjadi :

$$\begin{aligned} -\lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\left[ \int_I \eta\rho d\forall \right]_{t_0+\Delta t}}{\Delta t} &= -\lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{N_I)_{t_0+\Delta t}}{\Delta t} = -\lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\int_{CS_I} -\eta\rho \Delta l \cos \alpha dA}{\Delta t} \\ &= \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \int_{CS_I} \eta\rho \frac{\Delta l}{\Delta t} \cos \alpha dA = \int_{CS_I} \eta\rho |\vec{V}| \cos \alpha |d\vec{A}| \end{aligned}$$



Berdasarkan gambar (2.5) maka dapat kita tulis :

$$CS = CS_I + CS_{III} + CS_P$$

dimana  $CS_P$  karena tidak ada aliran yang melintasi permukaannya sehingga menyebabkan  $\alpha = \pi/2$  atau  $V = 0$ . Akhirnya persamaan yang kita dapat menjadi :

$$\left( \frac{dN}{dt} \right)_{sistem} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} \eta \rho dV + \int_{CS} \eta \rho |\vec{V}| \cos \alpha |d\vec{A}| \quad (2.12)$$

karena  $|\vec{V}| \cos \alpha |d\vec{A}| = \vec{V} \cdot d\vec{A}$  maka persamaan diatas menjadi :

$$\left( \frac{dN}{dt} \right)_{sistem} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} \eta \rho dV + \int_{CS} \eta \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} \quad (2.13)$$

Persamaan (2.13) tersebut merupakan persamaan dasar yang digunakan untuk mendapatkan persamaan konservasi massa, momentum dan konservasi energi.

### 2.3.1. Konservasi Massa

Persamaan-persamaan kontinuitas diturunkan dari asas-asas umum hukum konservasi massa atau hukum kekekalan massa. Dari hubungan persamaan (2.8) dengan (2.13) maka dapat diturunkan untuk persamaan konservasi massa. Dimana  $N=M$  dan  $\eta=1$  sehingga dengan substitusi kita peroleh :

$$\left( \frac{dM}{dt} \right)_{sistem} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} \rho dV + \int_{CS} \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} \quad (2.14)$$



Lalu berdasarkan perbandingan persamaan (2.1) dengan persamaan (2.14) kita dapatkan :

$$0 = \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} \rho dV + \int_{CS} \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} \quad (2.15)$$

Untuk aliran inkompresibel maka  $\rho$  adalah konstan, dan integral dari  $dV$  pada seluruh volume kontrol hanya merupakan volume dari volume kontrol sehingga persamaan (2.15) menjadi :

$$0 = \frac{\partial V}{\partial t} + \int_{CS} \vec{V} \cdot d\vec{A} \quad (2.16)$$

Untuk volume kontrol yang tidak dapat berubah (*non deformable CV*) maka  $V$  adalah konstan sehingga :

$$0 = \int_{CS} \vec{V} \cdot d\vec{A} \quad (2.17)$$

integral  $\vec{V} \cdot d\vec{A}$  disebut sebagai laju aliran volumetrik (*volume rate of flow*). Jadi untuk aliran inkompresibel laju aliran volumetrik yang masuk ke volume kontrol yang non deformable haruslah sama dengan laju aliran volumetrik yang keluar dari volume kontrol tersebut. Laju aliran volumetrik,  $Q$ , yang melalui daerah permukaan kontrol  $A$  diberikan :

$$Q = \int_A \vec{V} \cdot d\vec{A} \quad (2.18)$$





### 2.3.2. Konservasi Momentum

Berdasarkan persamaan (2.3), dimana resultan gaya,  $\vec{F}$ , meliputi seluruh gaya-gaya permukaan (surface forces) dan gaya-gaya badan (body forces) yang bekerja pada sistem,

$$\vec{F} = \vec{F}_S + \vec{F}_B$$

Serta dalam hubungannya dengan persamaan (2.8) dan (2.13) dimana  $N = \vec{P}$  dan  $\eta = \vec{V}$ , maka dengan substitusi persamaan-persamaan diatas kita dapatkan :

$$\left( \frac{d\vec{P}}{dt} \right)_{sistem} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} \vec{V} \rho dV + \int_{CS} \vec{V} \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} \quad (2.19)$$

Dari persamaan (2.3) dimana :

$$\left( \frac{d\vec{P}}{dt} \right)_{sistem} = \vec{F} \Big|_{sistem} \quad (2.20)$$

Dan karena pada  $t_0$ , sistem dan volume kontrol tepat sama maka

$$\vec{F} \Big|_{sistem} = \vec{F} \Big|_{volumekontrol}$$

Sehingga dari persamaan (2.20) dan (2.19) kita dapatkan :

$$\vec{F} = \vec{F}_S + \vec{F}_B = \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} \vec{V} \rho dV + \int_{CS} \vec{V} \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} \quad (2.21)$$



### 2.3.3. Konservasi Energi

Dari persamaan (2.8) dan (2.13) dimana  $N = E$  dan  $\eta = e$  maka dari substitusi persamaan-persamaan tersebut akan diperoleh :

$$\left. \frac{dE}{dt} \right)_{\text{sistem}} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} e \rho dV + \int_{CS} e \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} \quad (2.22)$$

Karena pada saat  $t_0$  sistem dengan volume kontrol tepat sama sehingga :

$$\left[ \dot{Q} - \dot{W} \right]_{\text{sistem}} = \left[ \dot{Q} - \dot{W} \right]_{\text{volume kontrol}}$$

Sehingga dari persamaan (2.22) kita peroleh persamaan :

$$\dot{Q} - \dot{W} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} e \rho dV + \int_{CS} e \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} \quad (2.23)$$

dimana :

$$e = u + \frac{V^2}{2} + gz$$

# BAB III

## APLIKASI TEORI MOMENTUM DAN ENERGI

### PADA SISTEM PROPULSI WATERJET

#### 3.1. Penguraian Gaya-Gaya Yang Bekerja Pada Sistem Kapal Waterjet

Dalam rangka menganalisa suatu sistem yang menjadi obyek perhatian kita, perlu kiranya untuk mencoba menguraikan gaya-gaya apa saja yang bekerja pada sistem yang kita tinjau tersebut, agar dapat diketahui faktor-faktor apa saja yang berpengaruh atau berperan terhadap segala hal yang terjadi pada sistem kita tersebut.

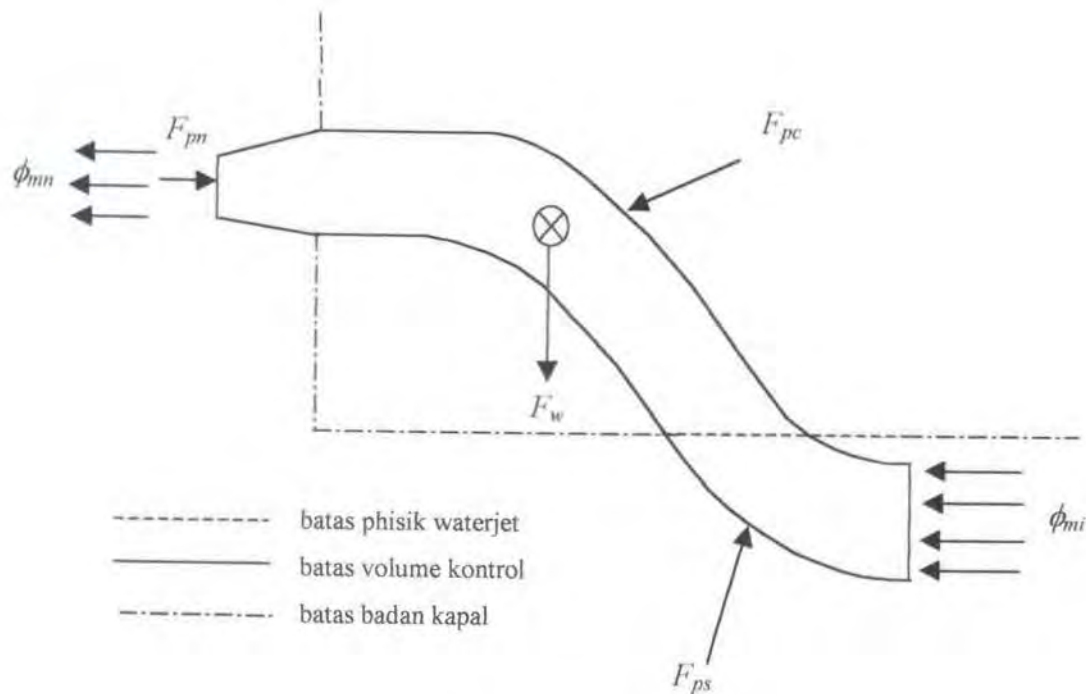
##### 3.1.1. Sistem Waterjet

Dalam gambar 3.1 ditunjukkan suatu volume kontrol untuk sistem waterjet [Coop dan Bowen, 1993]. Gaya-gaya yang bekerja pada volume kontrol tersebut terdiri dari gaya tekan (*pressure force*),  $F_p$ , dan gaya berat air yang terhisap oleh sistem waterjet (*force of weight of entrained water*),  $F_w$ . Gaya tekan meliputi gaya-gaya yang bekerja pada bidang tertentu pada volume kontrol, bidang dimana gaya tekan tersebut bekerja akan ditunjukkan oleh subskrip. Untuk  $c$  menunjukkan gaya tekan yang bekerja pada bidang selubung (*casing*) waterjet,  $s$  untuk gaya tekan yang bekerja pada bidang pipa aliran (*streamtube*) intake sistem waterjet sedangkan untuk gaya tekan yang bekerja pada bidang penampang nozzle





ditunjukkan dengan subskrip  $n$ . Gaya berat air adalah gaya yang diakibatkan oleh adanya berat dari air yang dihisap sistem waterjet dibawah pengaruh gaya gravitasi. Berat dari air yang masuk ini haruslah telah diikutsertakan dalam perhitungan displasemen badan kapal.



Gambar 3.1 Gaya-Gaya yang bekerja pada Sistem Waterjet

Berdasarkan gambar diatas dapat kita tulis suatu persamaan yang menyatakan keseimbangan gaya dimana resultan gaya pada fluida haruslah sama dengan perubahan momentum yang melalui volume kontrol, sehingga kita dapatkan :

$$\phi_{mn} - \phi_{mi} = F_{pc} + F_w + F_{ps} + F_{pn} \quad (3.1)$$

$\phi_{mn}$  adalah fluks momentum yang keluar melalui penampang nozzle sedangkan  $\phi_{mi}$  adalah fluks momentum yang masuk ke sistim waterjet melalui lubang intake.



Selanjutnya jika streamline pada nozzle adalah paralel maka  $F_{pm}$  dapat dianggap nol [Coop dan Bowen, 1993]. Gaya-gaya dari fluida hanya dirasakan kapal sebagai suatu tekanan yang bekerja pada permukaan padat (*solid surface*). Sehingga gaya dorong,  $T_c$ , yang dirasakan oleh selubung (*casing*) waterjet adalah sama dan berlawanan arahnya dengan  $F_{pc}$  yang bekerja terhadap fluida, sehingga :

$$T_c = -F_{pc} \quad (3.2)$$

Dari persamaan (3.1) terdapat definisi mengenai daya dorong kotor (*gross thrust*) yang bekerja terhadap badan kapal yaitu [Terwisga, 1996] :

$$-T_g = \phi_{mn} - \phi_{mi} \quad (3.3)$$

Tanda minus untuk gaya dorong kotor (*gross thrust*) ini menandakan bahwasanya gaya dorong merupakan gaya reaksi terhadap gaya yang berhubungan dengan terjadinya peningkatan momentum. Selanjutnya fluks momentum untuk aliran uniform dapat dinyatakan dengan [Terwisga, 1996] :

$$\phi_m = \rho Q u_m \quad (3.4)$$

dimana :

$\rho$  = massa jenis dari fluida

$Q$  = laju volume aliran (*volume flow rate*) yang melalui volume kontrol

$u_m$  = vektor kecepatan momentum

Berdasarkan persamaan (3.1) serta beberapa penyederhanaan diatas, kita peroleh persamaan :

$$T_c = T_g + F_{ps} \quad (3.5)$$



Gaya tekan pada *streamtube*,  $F_{ps}$ , merupakan gaya yang diberikan oleh fluida terhadap *streamtube* dan gaya tersebut diperlukan untuk merubah arah fluida keatas masuk kedalam intake. Seandainya badan kapal sangat besar sedemikian hingga kecepatan fluida disekeliling after-body kapal adalah uniform maka dapat diasumsikan bahwa  $F_{ps}$  adalah sama serta berlawanan arahnya dengan gaya tekan badan kapal,  $F_{ph}$ , [Coop dan Bowen,1993], sehingga dapat dinyatakan bahwa :

$$F_{ph} = -F_{ps} \quad (3.6)$$

Dari sini dapat dinyatakan bahwa pengaruh bersih (*net effect*) pada badan kapal selanjutnya akan sama dengan penggunaan *gross thrust* sebagaimana yang didefinisikan pada persamaan (3.3). Namun asumsi diatas, persamaan (3.6), tidak berlaku pada semua kasus hanya terbatas jika persamaan (3.3) digunakan.

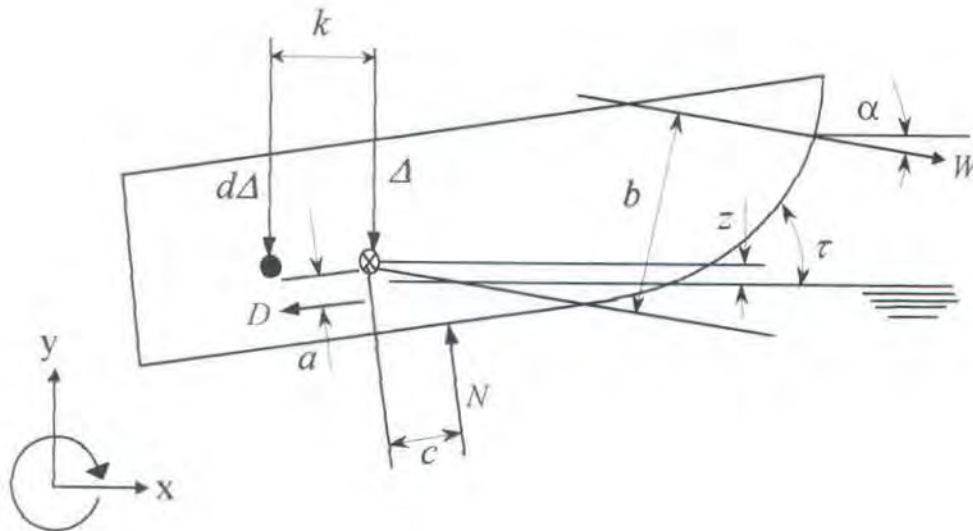
### 3.1.2. Sistem Badan Kapal

Untuk sistem badan kapal kita perlu memperhatikan kapal dalam dua kondisi yaitu pada saat kondisi badan kapal ditarik (*towed case*) dan pada saat kondisi badan kapal digerakkan oleh sistem waterjet (*self-propelled case*). Dibawah ini akan ditunjukkan *free body diagram* dari kedua kondisi tersebut :





- a. kondisi badan kapal ditarik (*towed case*)



Gambar 3.2. *Free Body Diagram* untuk Kondisi Badan Kapal ditarik

Dalam gambar diatas kapal mengalami tahap planing pada sudut trim,  $\tau$ , serta pada saat tinggi dari titik berat,  $z$ , berada diatas permukaan bebas. Sehingga keseimbangan statis pada badan kapal diatas dapat kita tulis sebagai berikut :

$$\Sigma x \quad W \cos \alpha - D \cos \tau - N \sin \tau = 0 \quad (3.7)$$

$$\Sigma y \quad N \cos \tau - \Delta - d\Delta - D \sin \tau - W \sin \alpha = 0 \quad (3.8)$$

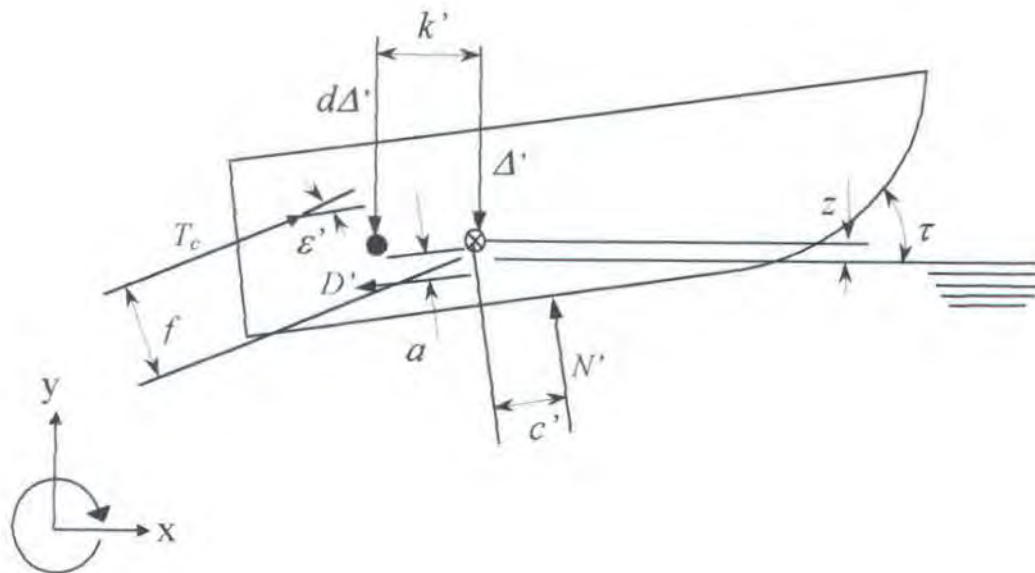
$$\Sigma m_{CG} \quad W \cdot b - d\Delta \cdot k - D \cdot a - N \cdot c = 0 \quad (3.9)$$

$W$  adalah beban tarik yang bekerja pada sudut  $\alpha$  dari bidang horisontal, jarak vertikalnya terhadap titik berat kapal dinyatakan oleh  $b$ .  $\Delta$  merupakan displasemen kapal pada garis air tenang, sedangkan  $d\Delta$  adalah berat balas dari badan kapal apabila hal ini perlu diberikan pada kapal, jarak horisontalnya terhadap titik berat kapal dinyatakan dengan  $k$ .  $D$  merupakan tahanan viscous (*viscous drag*) yang dialami badan kapal, dimana gaya ini diasumsikan bekerja paralel dengan garis



lunas kapal (*keel line*) pada jarak ditengah-tengah antara *keel* dengan *chine lines* [Savitsky,1964]. Jarak  $D$  ke titik berat kapal dinyatakan oleh  $a$ . Satu lagi komponen gaya yang ada yaitu  $N$ , merupakan gaya tekan (*pressure forces*) yang bekerja kearah normal terhadap bidang dasar kapal, jarak horisontalnya terhadap titik berat kapal dinyatakan dengan  $c$ .

b. kondisi badan kapal digerakkan sistim waterjet (*self-propelled case*)



Gambar 3.3. *Free Body Diagram* untuk kondisi Badan Kapal digerakkan Waterjet

*Free body diagram* untuk kondisi ini seperti ditunjukkan dalam gambar 3.3. Gambar tersebut hampir sama dengan kondisi sebelumnya hanya saja gaya tarik,  $W$ , harus dihilangkan dan diganti dengan gaya dorong,  $T_c$ , yang bekerja pada selubung (*casing*) sistem waterjet.



Pada kondisi diatas keseimbangan statis yang kita dapatkan adalah :

$$\Sigma x \quad T_c \cos(\varepsilon' + \tau) - N' \sin \tau - D' \cos \tau = 0 \quad (3.10)$$

$$\Sigma y \quad T_c \sin(\varepsilon' + \tau) + N' \cos \tau - D' \sin \tau - \Delta - d\Delta' = 0 \quad (3.11)$$

$$\Sigma m_{CG} \quad T_c f - N' \cdot c' + D' \cdot a' - d\Delta' \cdot k' = 0 \quad (3.12)$$

Dimana  $\varepsilon'$  merupakan sudut yang dibentuk oleh garis kerja gaya dorong (*thrust line*) relatif terhadap *keel line*. Tanda (°) merupakan simbol yang umum digunakan untuk mengindikasikan nilai-nilai atau harga-harga yang berhubungan dengan propulsion test.

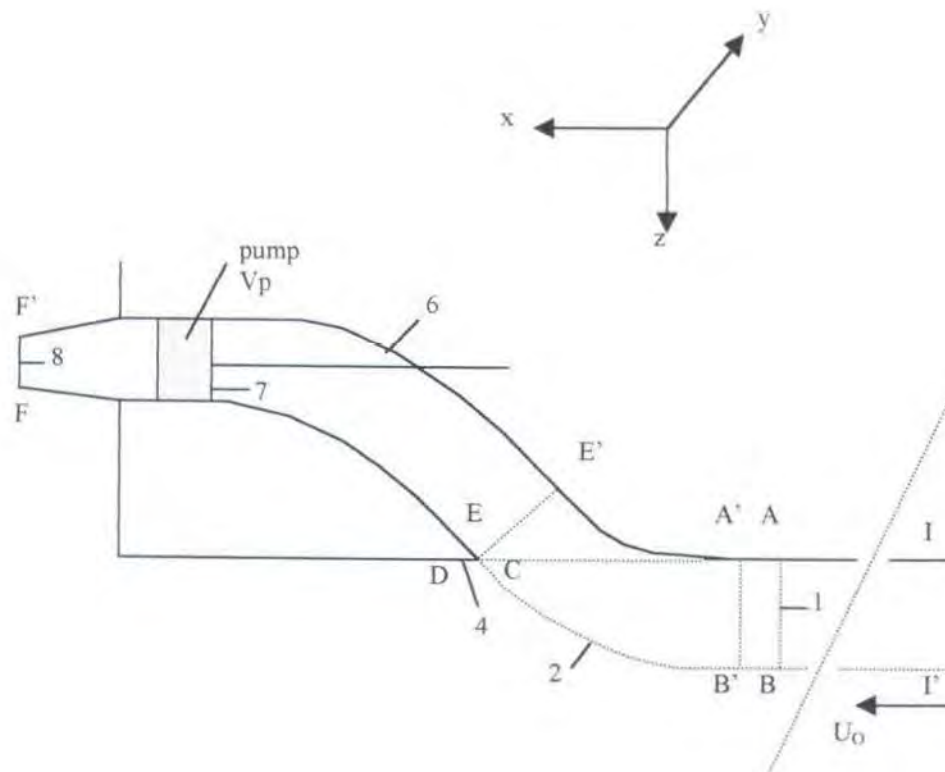
### 3.2. Penentuan Volume Kontrol Sistem Waterjet

Guna menganalisa komponen-komponen yang berperan dalam proses interaksi sistem waterjet-badan kapal, pemilihan terhadap volume kontrol yang akan digunakan sebagai dasar penentuan harga-harga gaya dorong, daya dorong, efisiensi dan lain-lain haruslah dilakukan secara tepat disesuaikan data dan hasil analisa yang ingin didapatkan. Dalam gambar 3.4 terdapat beberapa kemungkinan volume kontrol yang dapat diambil yaitu [Terwisga, 1996] :

$$VK A : II'CFF'I \quad VK C : A'B'CFF'A''$$

$$VK B : A'DCFF'A' \quad VK D : ABCFF'A$$





Gambar 3.4. Alternatif Volume Kontrol

Keterangan :

———— batas material sistem waterjet

----- batas imajiner pada aliran

A = ujung depan intake (*intake leading edge*) imajiner

A' = titik tangensial ramp (*ramp tangency point*)

I'BC = garis aliran pemisah (*dividing streamline*) terbawah

C = titik stagnasi (*stagnation point*)

D = ujung belakang intake (*intake trailing edge or outer lip tangency point*)

EE' = luasan dalam intake (*intake throat area*)



- Luasan 1 =  $A_1$  = luasan penampang intake imajiner
- Luasan 2 =  $A_2$  = permukaan aliran pemisah
- Luasan 4 =  $A_4$  = permukaan trailing edge
- Luasan 6 =  $A_6$  = batas material sistem waterjet bagian dalam
- Luasan 7 =  $A_7$  = batas luasan volume kontrol pompa
- Luasan 8 =  $A_8$  = luasan nozzle
- Volume P =  $V_p$  = volume kendali pompa

Volume kontrol A mempunyai keuntungan dalam hal untuk mengetahui karakteristik aliran di daerah intake. Namun kendalanya adalah bahwasanya sebagian besar sistem waterjet kini menjadi berada disepanjang badan kapal serta berada dalam aliran yang dipengaruhi oleh badan kapal.

Volume kontrol B merupakan definisi volume kontrol yang bermanfaat jika pengukuran terhadap gaya dorong (*thrust*) didapatkan dari pemasangan model waterjet yang komplit dan terpisah dari model badan kapal serta hanya mengambil atau melakukan pengukuran gaya dorong dengan menggunakan *force transducers*. Karena itu jika daya (*power*) yang diukur berasal dari pengujian model maka suatu unit model waterjet yang komplit sangat diperlukan. Selain itu ukuran dari model harus cukup besar guna menghindari pengaruh skala (*scale effect*) pada aliran dalam (*internal flow*). Untuk volume kontrol jenis B ini *gross thrust* adalah sama atau identik dengan *net thrust*. Namun letak kesulitannya adalah didalam menentukan *thrust* dari fluks momentum yang berasal dari aliran yang terhisap (*ingested flow*) karena seperti diketahui distribusi kecepatan di daerah A'D adalah sangat irregular.





Dari sekian kemungkinan volume kontrol, kemungkinan C adalah yang terbanyak dipakai guna kepentingan analisa. Volume kontrol ini cukup memberikan kemungkinan yang baik guna penyelidikan aliran pada daerah intake  $A'B'$ . Selain itu batas material sistem waterjet (*fixed or material boundaries*) tidak menjadi satu dengan bagian luar dari badan kapal serta batas sistem jet yang berada dalam pengaruh aliran luar adalah relatif kecil.

Volume kontrol D mempunyai keuntungan bahwasanya pada daerah  $A'B'$  distribusi kecepatannya akan lebih uniform apabila luasan intake atau *intake area* diubah sedikit didepan titik tangensial ramp ( $A'$ ). Dengan cara ini banyak pengaruh dari lekukan ramp intake (*intake ramp curvature*) terhadap aliran pada daerah intake dapat dihindarkan.

Pada gambar 3.4 aliran yang dihisap oleh pompa sistem waterjet akan disebarkan melalui luasan 8 yang merupakan luasan dari nozzle. Aliran ini mengalir didalam sistem waterjet melalui saluran yang ditunjukkan dengan luasan penampang 6. Seluruh gaya-gaya, termasuk didalamnya gaya pompa, yang didesakkan sistem waterjet pada badan kapal untuk mendorongnya maju hanya dapat dilewatkan melalui luasan ini serta lewat volume kontrol pompa,  $V_p$ .

### 3.3. Analisa Gaya Dan Daya Dorong Sistem Waterjet

Parameter dominan dalam karakteristik penggerak waterjet adalah gaya dorong (*thrust*) dan daya dorong (*power*). Pada perancangan sistem propulsi waterjet sangat ditentukan oleh keseimbangan antara gaya dorong yang dibutuhkan oleh kapal (*hull*) dengan gaya dorong sesungguhnya yang diberikan





oleh sistem jet. Daya efektif yang diberikan oleh sistem waterjet sering dinyatakan dalam bentuk non dimensi yaitu efisiensi. Efisiensi ini dapat dinyatakan sebagai :

$$\eta = \frac{P_{oute}}{P_{in}} \quad (3.13)$$

dimana :  $P_{oute}$  = daya efektif yang diberikan oleh sistem

$P_{in}$  = daya yang dimasukkan ke sistem;  $P_{in} = P_{oute} + P_{loss}$

$P_{loss}$  = daya yang hilang

Efisiensi dari keseluruhan sistem dapat diperoleh dari efisiensi-efisiensi subsistem. Proses konversi atau perubahan energi yang melalui subsistem-subsistem dalam keseluruhan sistem waterjet-badan kapal seperti yang terlihat dalam gambar 3.5. Efisiensi keseluruhan sistem  $\eta_{OA}$  selanjutnya dapat diperoleh dari :

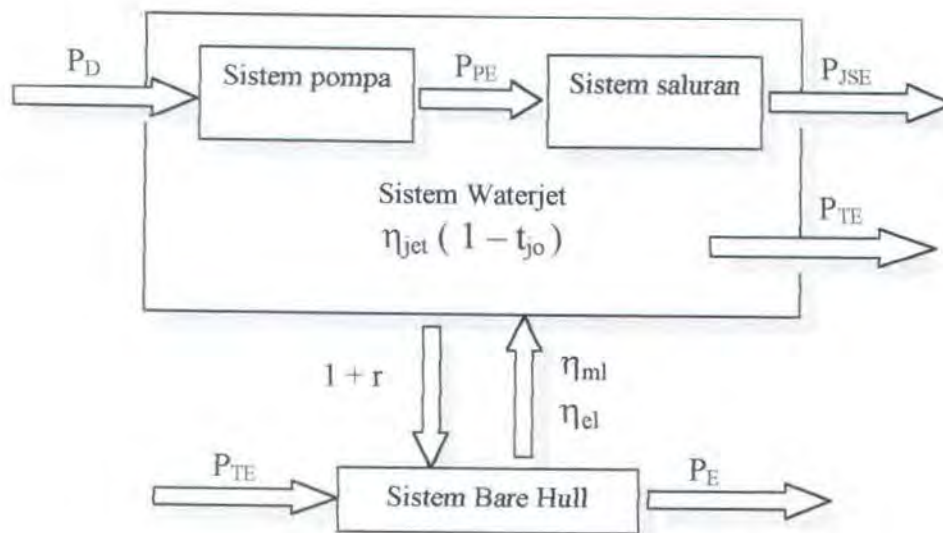
$$\eta_{OA} = \eta_O \eta_{INT} \quad (3.14)$$

dimana :

$\eta_{OA}$  = efisiensi keseluruhan (*overall*)

$\eta_O$  = efisiensi pada kondisi aliran bebas (*free stream*)

$\eta_{INT}$  = efisiensi interaksi



Gambar 3.5. Proses konversi energi Sistem Waterjet-Badan Kapal

### 3.3.1. Efisiensi Sistem Waterjet

Gaya dorong yang diberikan waterjet haruslah sesuai dengan gaya dorong yang dibutuhkan badan kapal. Karena itu dalam hal ini terdapat dua gaya dorong yang berbeda yaitu gaya dorong kotor (*gross thrust*)  $T_g$  dan gaya dorong bersih (*net thrust*)  $T_{net}$ . Kedua gaya dorong ini dihubungkan dengan satu parameter yang disebut dengan fraksi pengurangan gaya dorong (*thrust deduction fraction*)  $t_j$ , yaitu :

$$T_g (1 - t_j) = T_{net} \quad (3.15)$$

Fungsi utama dari sistem waterjet adalah mengubah energi hidrolis yang diberikan sistem jet  $P_{JSE}$  menjadi gaya dorong yang bekerja pada badan kapal.  $P_{JSE}$  adalah daya sistem jet efektif yang didefinisikan sebagai daya yang diperlukan untuk mengangkut laju aliran tertentu  $Q$  dari intake (AB) ke nozzle.



Didapat dengan :

$$P_{JSE} = Q H_{JS} \quad (3.16)$$

dimana  $H_{JS}$  = head sistem waterjet

Daya dorong bersih yang dihasilkan oleh sistem waterjet merupakan daya dorong efektif  $P_{TE}$  yang besarnya :

$$P_{TE} = T_{net} U_O \quad (3.17)$$

dimana  $U_O$  = kecepatan kapal atau kecepatan aliran bebas (*free stream*)

Perubahan dari energi hidrolis menjadi daya dorong akan diikuti dengan kehilangan energi kinetik aksial, hal ini mengharuskan memperhitungkan efisiensi jet dimana hubungannya dapat ditulis :

$$\eta_{JET} = \frac{T_g U_O}{P_{JSE}} \quad (3.18)$$

Kondisi aliran bebas pada sistem waterjet didefinisikan sebagai kondisi dimana waterjet beroperasi di aliran tanpa gangguan (*undisturbed*), dengan kecepatan yang uniform searah sumbu-x. Untuk kondisi aliran bebas demikian, hasil efisiensi jet dan keefektifan gaya dorong  $(1 - t_j)$  dapat digunakan untuk menghitung efisiensi ideal  $\eta_I$  :

$$\eta_I = \frac{T_{gO} U_O}{P_{JSEO}} (1 - t_{jo}) \quad (3.19)$$

dimana subskrip  $O$  menunjukkan kondisi pada aliran bebas.

Ada dua persamaan yang dapat diturunkan dari efisiensi ini yaitu :

$$\eta_I = \frac{2}{1 + NVR} \quad (3.20)$$

dimana  $NVR$  = rasio kecepatan nozzle ;  $NVR = u_n / U_O$  , dan

$$\eta_I = \frac{4}{3 + \sqrt{1 + 2 C_{tn}}} \quad (3.21)$$





dimana :

$$C_{Tn} = \text{koeffisien beban gaya dorong ; } C_{Tn} = T / (\frac{1}{2} \rho U_o^2 A_n)$$

$$A_n = \text{luas penampang nozzle}$$

Efisiensi dari proses perubahan oleh sistem waterjet dari daya sistem jet hidrolis  $P_{JSE}$  menjadi daya dorong efektif  $P_{TE}$ , selanjutnya dapat dinyatakan dengan :

$$\eta_I = \frac{P_{TEO}}{P_{JSEO}} \quad (3.22)$$

Efisiensi ideal ini merupakan bagian penting dari efisiensi keseluruhan sistem jet dengan badan kapal. Daya sistem jet hidrolis  $P_{JSE}$  merupakan hasil dari daya pompa efektif setelah terlebih dahulu dihitung kerugian energi akibat dari bentuk saluran. Kerugian energi yang terjadi pada sistem saluran dapat dipenuhi dengan menghitung efisiensi saluran  $\eta_{duct}$ , yang dinyatakan dengan :

$$\eta_{duct} = \frac{P_{JSE}}{P_{PE}} \quad (3.23)$$

Sistem pompa mengubah tenaga mekanik yang diberikan pompa  $P_D$  menjadi tenaga hidrolis, dan disini disebut sebagai daya pompa efektif  $P_{PE}$ . Efisiensi dalam proses perubahan tenaga tersebut adalah efisiensi pompa  $\eta_P$  yang dapat dinyatakan dengan :

$$\eta_P = \frac{P_{PE}}{P_D} \quad (3.24)$$

### 3.3.2. Efisiensi Interaksi

Tahanan *bare hull* kapal akan terjadi perubahan dalam pengoperasiannya disebabkan adanya distorsi atau perubahan aliran yang melalui badan kapal hingga kira-kira bagian belakang kapal. Perubahan pada tahanan kapal ini dapat



dinyatakan oleh suatu faktor yang disebut dengan faktor kenaikan tahanan (*resistance increment factor*)  $1 + r$ , dimana hubungannya dapat ditulis :

$$1 + r = \frac{T_{net}}{R_{BH}} \quad (3.25)$$

Efek interaksi pada fluks momentum akan berpengaruh pada gaya dorong yang dihasilkan. Hubungan tersebut dapat dinyatakan dengan efisiensi interaksi momentum  $\eta_{ml}$  yaitu :

$$\eta_{ml} = \frac{T_{netO}}{T_{net}} \quad (3.26)$$

Efek interaksi pada fluks energi secara langsung berpengaruh pada keseimbangan daya. Hubungan ini dapat dinyatakan dengan efisiensi interaksi energi  $\eta_{el}$  yaitu :

$$\eta_{el} = \frac{P_{JEO}}{P_{JSE}} \quad (3.27)$$

Efisiensi keseluruhan (*overall efficiency*) dari sistem waterjet-badan kapal dapat dinyatakan dengan :

$$\eta_{OA} = \frac{P_E}{P_D} \quad (3.28)$$

dimana  $P_E$  = daya untuk badan kapal efektif ;  $P_E = R_{BH} U_O$ .

Dari substitusi persamaan (3.17) dan persamaan (3.22) ke (3.27) maka efisiensi keseluruhan dapat diperoleh dengan :

$$\eta_{OA} = \eta_I \eta_{duct} \eta_P \frac{\eta_{el}}{(1 + r) \eta_{ml}} \quad (3.29)$$

Efisiensi keseluruhan ini dapat diuraikan menjadi dua bagian yaitu hasil dari efisiensi aliran bebas  $\eta_O$ , dan hasil dari efisiensi interaksi  $\eta_{INT}$ , sehingga dapat ditulis :

$$\eta_O = \eta_I \eta_{duct} \eta_P \quad (3.30)$$





dan

$$\eta_{INT} = \frac{\eta_{ef}}{(1 + r)\eta_{ml}} \quad (3.31)$$

### 3.4. Penurunan Persamaan Dasar

Hubungan antara gaya dorong (*thrust*) yang diberikan sistem waterjet untuk menggerakkan sistem badan kapal dengan daya dorong (*power*) yang diperlukan, diturunkan berdasarkan hukum konservasi momentum dan konservasi energi. Gaya dorong (*thrust*) adalah suatu vektor gaya yang dapat diperoleh lewat penggunaan hukum konservasi momentum. Menurut hukum ini bahwasanya laju bersih (*net rate*) dari perubahan momentum pada suatu volume kontrol (*control volume*) adalah sama dengan jumlah gaya-gaya yang diberikan oleh gaya-gaya permukaan (*surface forces*) yang bekerja pada tapal batas suatu media serta oleh gaya-gaya badan (*body forces*) yang bekerja pada volume fluida.

Berdasarkan persamaan (2.21) tentang konservasi momentum, yaitu :

$$\vec{F} = \vec{F}_S + \vec{F}_B = \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} \vec{V} \rho dV + \int_{CS} \vec{V} \rho \vec{V} \cdot d\vec{A}$$

Maka untuk memudahkan dalam analisis sistem waterjet ini diasumsikan alirannya berupa steady incompressible sehingga kondisi dititik manapun di dalam fluida tidak berubah terhadap waktu atau  $\frac{\partial}{\partial t} = 0$ , serta variasi densitas fluida dapat diabaikan  $\rho = \text{konstan}$ . Selanjutnya persamaan (2.21) diatas dapat ditulis kembali menjadi :

$$\Sigma \vec{F} = \int_{CS} \vec{V} \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} \quad (3.32)$$





Untuk volume kontrol gambar 3.4 fluks momentum yang didapat :

$$\Sigma \vec{F} = \int_{A_1 + A_8} \vec{V} \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} \quad (3.33)$$

atau dapat juga ditulis untuk searah sumbu- $i$ , maka persamaan momentum yang diperoleh menjadi [Terwisga, 1996] :

$$\Sigma \vec{F} = \int_{A_1 + A_8} \rho u_i (u_k n_k) dA \quad (3.34)$$

bentuk persamaan yang lengkap dengan mengikutsertakan gaya-gaya luar yang bekerja pada sistem waterjet adalah [Terwisga, 1996] :

$$\int_{A_1 + A_8} \rho u_i (u_k n_k) dA = \int_{A_1 + A_2 + A_6 + A_8} \sigma_i dA + \iiint_{V_k} \rho F_{pi} dV + \iiint_V \rho F_i dV \quad (3.35)$$

dimana :

$\iint \rho u_i (u_k n_k) dA =$  fluks momentum bersih (*net momentum flux*) yang melalui volume kontrol

$\iint \sigma_i dA =$  gaya luar yang bekerja pada permukaan volume kontrol

$\iiint \rho F_i dV =$  gaya luar berupa gaya berat yang bekerja pada massa yang diisikan atau dihisap dalam volume kontrol

$\iiint \rho F_{pi} dV =$  gaya yang diberikan pompa pada fluida

Selanjutnya gaya dorong kotor (*gross thrust*)  $\bar{T}_g$  didefinisikan sebagai vektor gaya yang berhubungan dengan perubahan fluk momentum pada keseluruhan daerah volume kontrol yang dipilih, vektor gaya ini bekerja terhadap lingkungannya. Untuk selanjutnya gaya dorong kotor ditinjau menurut sumbu- $x$ ,



dan ditulis sebagai  $T_g$ . Dari definisi diatas serta hubungannya dengan persamaan (3.34), maka dalam bentuk persamaan gaya dorong kotor menjadi :

$$T_g = - \int_{A_1 + A_3} \int \rho u_x (u_k n_k) dA \quad (3.36)$$

Tanda minus diatas terjadi karena gaya dorong kotor merupakan gaya reaksi yang diberikan volume kontrol terhadap lingkungannya. Kemudian gaya dorong bersih (*net thrust*),  $\bar{T}_{net}$ , didefinisikan sebagai vektor gaya yang bekerja pada batas material dari sistem waterjet, gaya ini langsung diteruskan pada badan kapal. Gaya dorong bersih ini bekerja pada arah yang sama dengan gaya dorong kotor yaitu pada arah sumbu-x serta ditulis sebagai  $T_{net}$ , sehingga berdasarkan definisi diatas maka diperoleh :

$$T_{net} = - \int_{A_4 + A_6} \int \sigma_x dA - \int_{V_p} \int \int \rho F_{px} dV \quad (3.37)$$

Tanda minus terjadi menunjukkan bahwa gaya dorong bersih mempunyai orientasi atau arah yang sama dengan gaya dorong kotor. Dengan memakai definisi *gross thrust* dan *net thrust* diatas kita dapat menulis kembali persamaan (3.35) menjadi :

$$-T_g = -T_{net} + \int_{A_1 + A_2 + A_3} \int \sigma_x dA - \int_{A_4} \int \sigma_x dA + \int_{V'} \int \int \rho g_x dV \quad (3.38)$$

Gaya berat yang bekerja pada fluida dengan volume  $V$  merupakan gaya gravitasi;  $F_i = g_i$ . Perbedaan antara *net thrust* dengan *gross thrust* kini dapat dinyatakan sebagai fraksi penurunan gaya dorong sistim waterjet,  $t_j$ , (*thrust deduction fraction*), yang hubungannya dapat ditulis sebagai :



$$T_{net} = T_g (1 - t_f) \quad (3.39)$$

Fraksi penurunan gaya dorong  $t_f$  ini dapat juga ditulis dengan menggunakan persamaan (3.38), sehingga didapatkan :

$$t_f = \frac{1}{T_g} \left( \int_{A_1+A_2+A_3} \sigma_x dA - \int_{A_3} \sigma_x dA + \int_V \rho g_x dV \right) \quad (3.40)$$

Dalam perhitungan *net thrust* di aliran potensial (*potential flow*) dianggap *net thrust* adalah sama dengan *gross thrust* untuk volume kontrol alternatif A (gambar 3.4) [Terwisga, 1996]. Untuk selanjutnya *gross thrust* tersebut akan ditunjukkan dengan  $T_{g\infty}$ , sehingga dapat ditulis menjadi :

$$T_{net} = T_{g\infty} \quad (3.41)$$

Untuk aliran viscous, maka harus dilakukan koreksi terhadap pengurangan momentum akibat tercekik (*ingested*) di daerah penampang intake AB, hal ini terjadi karena tegangan viscous yang bekerja pada badan kapal akan berpindah (melompat) ke bagian *streamtube* II'BAI. Sehingga *net thrust* di aliran viscous dapat dipenuhi dengan :

$$T_{g\infty} = \rho Q U_0 (NVR - c_m) \quad (3.42)$$

dimana :

$\rho$  = massa jenis air

$Q$  = laju aliran

$U_0$  = kecepatan aliran bebas searah sumbu-x

$NVR$  = rasio kecepatan nosel ;  $U_n/U_0$

$c_m$  = koefisien kecepatan momentum diakibatkan distribusi kecepatan boundary layer





Namun selama pelaksanaan propulsion test, net thrust dapat juga didekati dengan [Terwisga, 1996] :

$$T_{gx} = T_{jetx} - c_m U_o \sqrt{\frac{T_{jetx} \rho A_n}{\cos \theta_n}} \quad (3.43)$$

dimana :

$T_{jetx}$  = gaya dorong (thrust) dari jet searah sumbu -x

$A_n$  = luas penampang nozzle

$\theta_n$  = sudut kemiringan titik pusat nozzle terhadap sumbu-x

Sedang net thrust selama bollard pull test adalah sama dengan  $T_{jetx}$ . Dalam hubungannya dengan persamaan (3.42) dapat diturunkan suatu persamaan untuk efisiensi interaksi momentum  $\eta_{ml}$ , yaitu :

$$\frac{1}{\eta_{ml}} = 1 + \frac{1 - c_m}{NVR - 1} \quad (3.44)$$

Efisiensi interaksi momentum diatas merupakan bentuk pengaruh interaksi sistem badan kapal (*hull interaction effects*) terhadap gaya dorong atau *thrust* dari waterjet, sedangkan bentuk pengaruh yang lain adalah adanya efisiensi interaksi energi  $\eta_{el}$ , yang mana dipenuhi oleh persamaan (3.27) yaitu :

$$\eta_{el} = \frac{P_{JSEO}}{P_{JSE}}$$

Daya hidrolis efektif sistem waterjet  $P_{JSE}$  dapat ditulis sebagai :

$$P_{JSE} = Q \left( \frac{1}{2} \rho (u_{exn}^2 - u_{exi}^2) - \rho g (z_n - z_i) + (p_n - p_i) \right) \quad (3.45)$$

Kemudian untuk mendapatkan parameter efisiensi interaksi energi maka terlebih dahulu diketahui fluks energi kinetik yang lewat melalui penampang intake yaitu :

$$\phi_{eki} = \frac{1}{2} \rho Q c_{vp}^2 c_e^2 u_{to}^2 \quad (3.46)$$



dimana  $c_e$  = koefisien kecepatan energi disebabkan distribusi kecepatan boundary layer

$c_{vp}$  = koefisien kecepatan aliran potensial;  $u_i u_{i0}$

$u_i$  = kecepatan aliran potensial lokal

$u_{i0}$  = kecepatan aliran bebas searah sumbu-x yang lewat melalui intake

Koefisien kecepatan energi dapat ditentukan ketika rasio antara laju aliran yang terhisap (*ingested flow rate*) dengan laju aliran (*flow rate*) yang dapat diserap (*absorbed*) dari boundary layer diketahui. Sedang daya efektif sistem waterjet pada aliran bebas  $P_{JSEO}$  didapatkan dari :

$$P_{JSEO} = \rho Q \frac{1}{2} (u_{exn}^2 - U_o^2) \quad (3.47)$$

Dari sini didapatkan hubungan untuk efisiensi interaksi energi  $\eta_{el}$  pada aliran potensial sebagai :

$$\eta_{el} = 1 + \frac{\rho Q g z}{P_{JSE}} \quad (3.48)$$

dimana  $z_n$  = jarak titik pusat nozzle relatif terhadap permukaan bebas (*free surface*)

Perbedaan antara tahanan bare-hull (*bare-hull resistance*),  $R_{BH}$ , dengan thrust atau gaya dorong dinyatakan dengan fraksi penurunan gaya dorong total,  $t$ , (*total thrust deduction fraction*). Hubungannya adalah :

$$T_{gx}(1-t) = R_{BH} \quad (3.49)$$

Total penurunan gaya dorong ini langsung didapat dari propulsion test. Sehingga fraksi penurunan gaya dorong total ini berisikan fraksi penurunan gaya dorong dari waterjet  $t_j$ , yang digunakan untuk merubah gross thrust menjadi net thrust,



serta faktor kenaikan tahanan badan kapal  $r$  (*hull resistance increment factor*). Faktor kenaikan tahanan badan kapal didalam hidrodinamika propeller dikenal sebagai fraksi penurunan gaya dorong badan kapal  $t_r$  (*hull's thrust deduction fraction*). Hubungan keduanya dapat ditulis :

$$T_{net}(1 - t_r) = R_{BH} \quad (3.50)$$

sehingga hubungannya dengan persamaan (3.25) menjadi :

$$1 - t_r = \frac{1}{1 + r} \quad (3.51)$$

Jadi dari definisi-definisi diatas kita dapat tulis bahwa :

$$T_{net} (1 - t_j)(1 - t_r) = R_{BH} \quad (3.52)$$

Dengan mengabaikan order kedua, maka fraksi penurunan gaya dorong total sama dengan jumlah fraksi penurunan gaya dorong sistim waterjet  $t_j$  dengan faktor kenaikan tahanan badan kapal  $t_r$  atau :

$$t = t_j + t_r \quad (3.53)$$

Dari sini efisiensi interaksi total  $\eta_{INT}$  dalam hubungannya dengan persamaan (3.31) menjadi :

$$\eta_{INT} = (1 - t) \frac{\eta_{eI}}{\eta_{mI}} \quad (3.54)$$



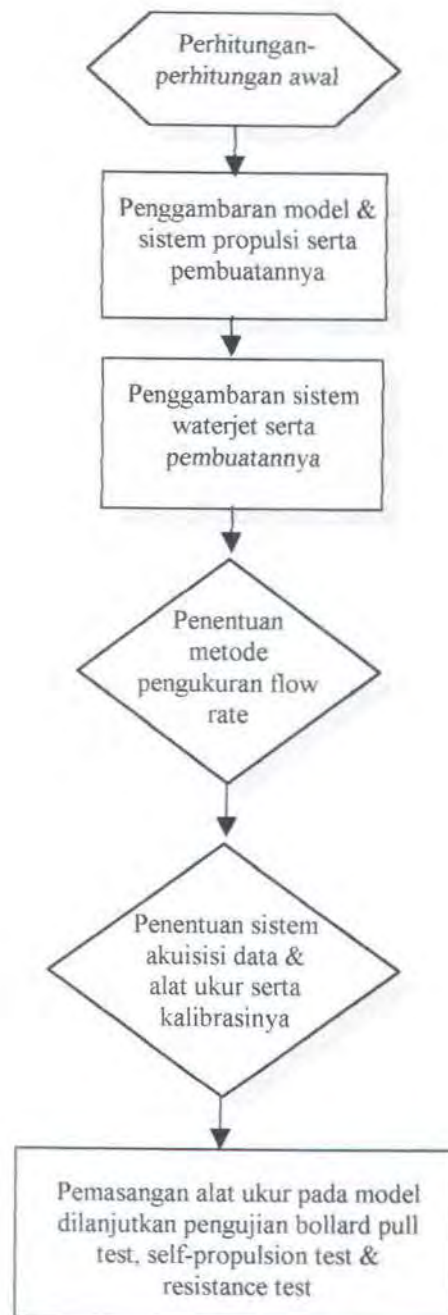
## **BAB IV**

### **PENGUJIAN MODEL KAPAL WATERJET**

#### **DI TOWING TANK**

#### **4.1. Tempat dan Fasilitas Pengujian**

Pengujian fisik model kapal waterjet guna mendapatkan data-data dari pengujian bollard-pull test, self-propulsion test serta resistance test seperti dilaporkan oleh Widoyono [Widoyono,1998], dengan menggunakan fasilitas towing tank yang terdapat pada Laboratorium Hidrodinamika Indonesia (LHI), BPPT, Surabaya. Fasilitas towing tank ini merupakan salah satu fasilitas yang terdapat pada LHI dan telah diterima serta terdaftar sebagai anggota dari International Towing Tank Conference (ITTC) pada tahun 1995. Pelaksanaan pengujian melalui tahapan sebagai berikut :



Gambar 4.1 Alur pelaksanaan pengujian



## 4.2. Model Kapal Waterjet

Badan model kapal waterjet mempunyai bentuk V atau chine bottom dikarenakan bentuk ini sesuai untuk jenis-jenis kapal cepat. Model kapal dibuat secara laminasi dengan menggunakan bilah-bilah kayu tipis yang dilekatkan pada kerangka dan gading-gading yang kemudian dilapisi fibre glass dan cat epoxy sedangkan untuk keperluan pembuatan sistem propulsinya, pada model kapal waterjet ini dipakai beberapa komponen yang diambil dari mesin jet sebuah jet ski (lampiran). Ukuran utama kapal dalam ukuran sebenarnya beserta modelnya seperti pada tabel 4.1 dibawah ini [Widoyono,1998] :

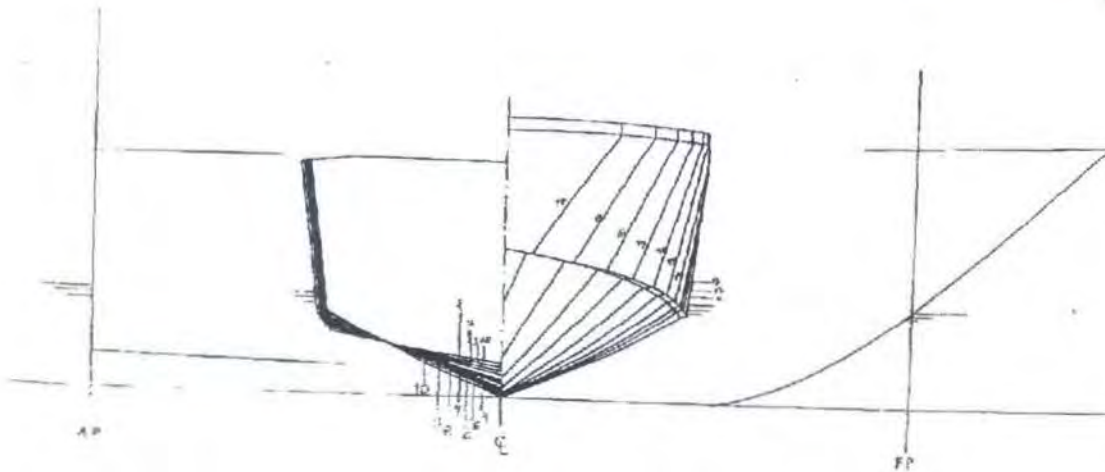
Tabel 4.1 Ukuran utama Kapal serta Model

	Kapal Prototipe	Kapal Model
Skala	1	8.67
Lpp	24.96 m	2.88 m
Lwl	24.96 m	2.88 m
B	5.54 m	0.639 m
T <sub>F</sub>	1.26 m	0.145 m
T <sub>A</sub>	1.26 m	0.145 m
∇	72.3 m <sup>3</sup>	110.95 m <sup>3</sup>
S	142.9 m <sup>2</sup>	1.90 m <sup>2</sup>
Cb	0.415	-
Cm	0.528	-
Cp	0.2197	-
Lpp/B	4.5	-
B/T	4.396	-

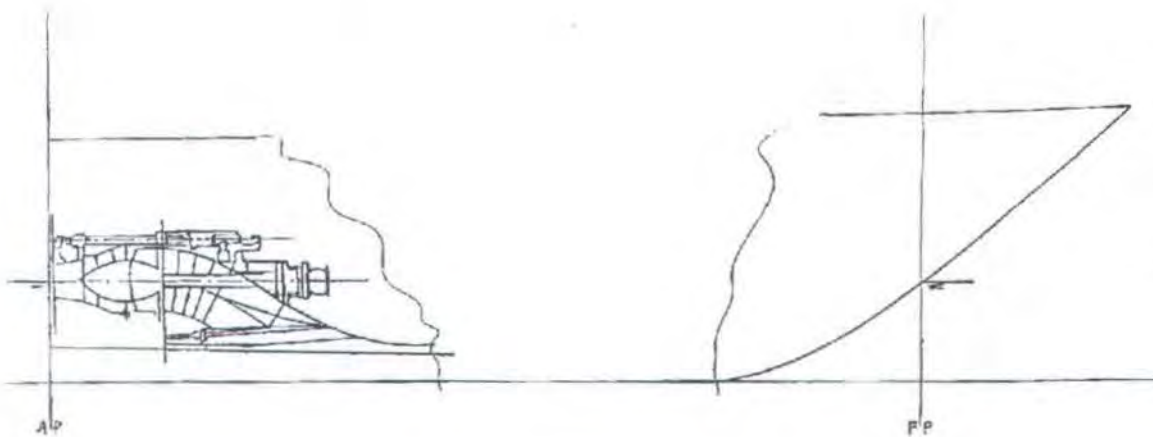




Gambar body plan serta pemasangan sistem propulsinya pada badan model kapal waterjet seperti diperlihatkan dalam gambar 4.2 dan gambar 4.3 dibawah ini :



Gambar 4.2. Body Plan Model Kapal Waterjet [Widoyono,1998]



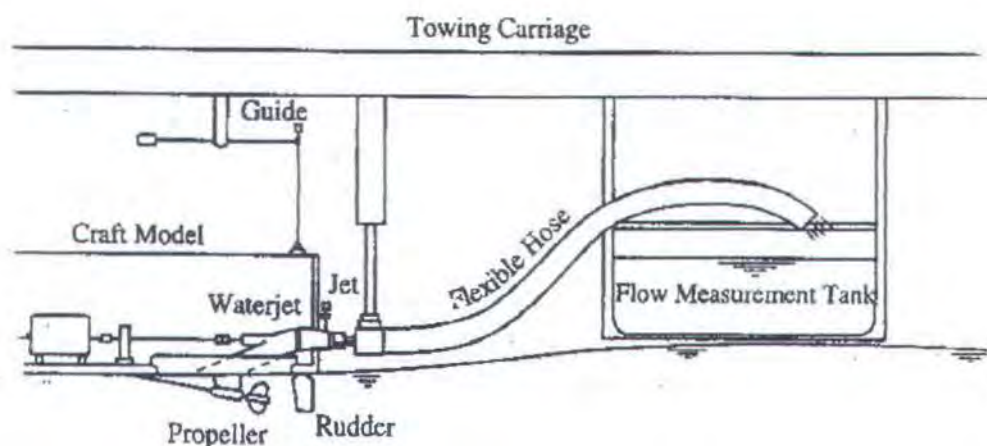
Gambar 4.3. Peletakkan Sistem Propulsi Waterjet pada Badan Kapal [Widoyono,1998]



### 4.3. Metode Pengukuran Gaya Dorong

Untuk mendapatkan data gaya dorong yang dihasilkan sistem propulsi waterjet sehingga bisa didapatkan hasil yang seteliti mungkin, dibutuhkan suatu metode pengukuran kecepatan laju aliran (*flow rate*) yang memungkinkan menghasilkan data untuk perhitungan daya dorong yang sedekat mungkin dengan kenyataan yang terjadi. Ada beberapa metode yang bisa dipraktekkan guna mendapatkan data gaya dorong, yaitu [Widoyono,1998] :

1. Dengan melakukan pengukuran debit air yang tersembur dari sistem waterjet yaitu mengumpulkan air yang tersembur dari sistem waterjet pada sebuah tangki atau bejana dengan skala ukur volume dan selanjutnya menentukan debit dengan stopwatch (gambar 4.5). Hasil pengukuran ini harus diberikan koreksi atas kerugian akibat adanya gesekan pada slang dan nipple, dengan perbandingan harga pengukuran kecepatan aliran dengan selang terpasang dan tanpa selang terpasang [Hoshino,1984]. Selanjutnya untuk menjamin ketelitiannya haruslah dibandingkan dengan pengukuran yang didapatkan langsung dari pengujian bollard pull test.

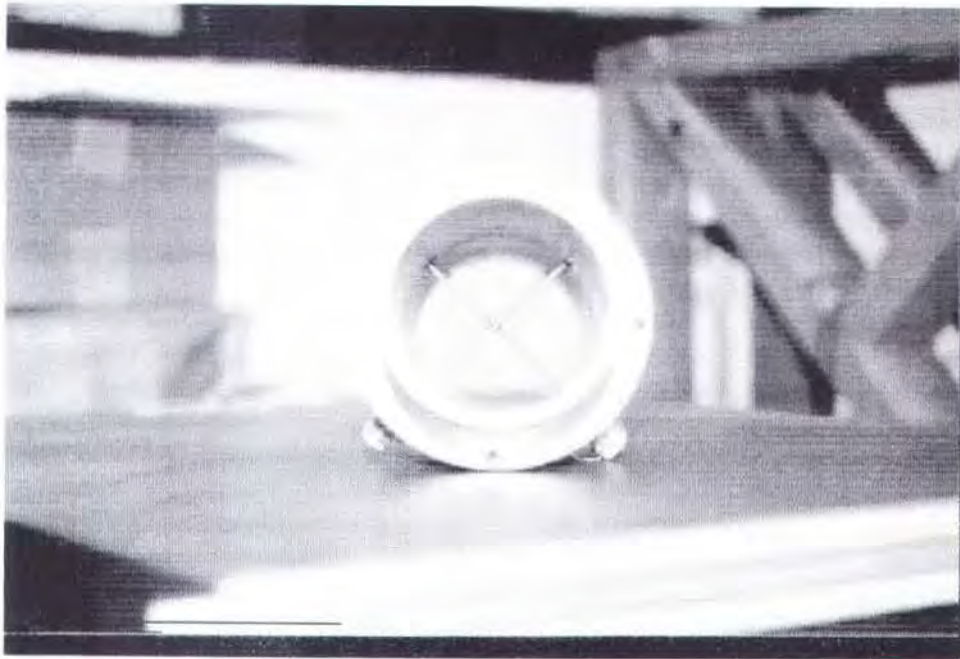


Gambar 4.4. Pengukuran Laju Aliran dengan Tanki Penampung Air





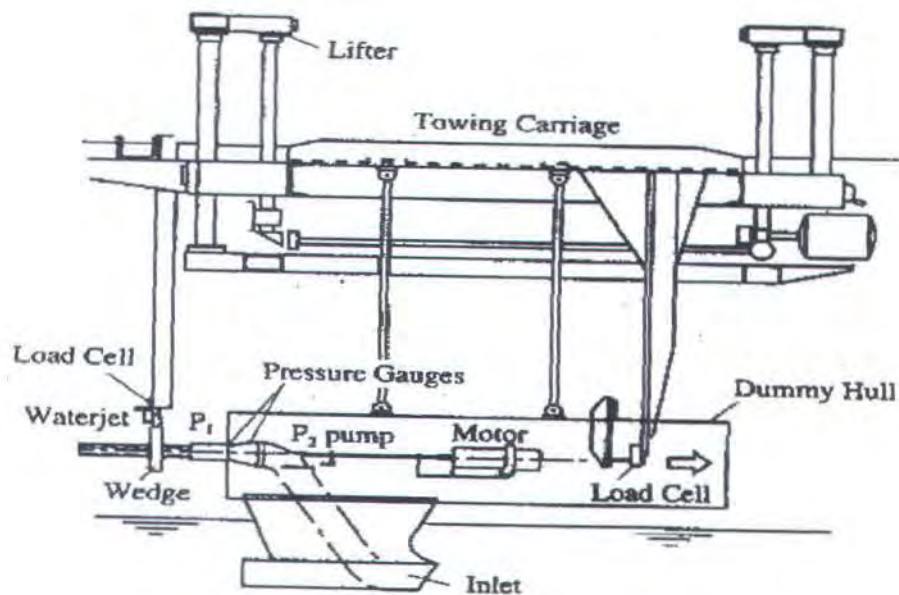
2. Dengan mengukur distribusi kecepatan fluida pada semburan sistem waterjet yaitu dengan memasang pitot tube atau pipa kapiler berukuran kecil secara tegak lurus terhadap arah aliran (gambar 4.6). Pengukuran kecepatan air pada semua titik pada bidang nozzle dan bidang intake tidak mungkin dilakukan dengan cara ini, sehingga pengukuran dapat dilakukan pada beberapa titik melintang penampang nozzle yang kemudian diambil harga rata-ratanya.



Gambar 4.5. Pitot Tube atau Pipa Kapiler

3. Dengan melakukan pengukuran langsung pada kondisi bollard pull test terhadap gaya reaksi sistem waterjet dengan menggunakan alat force transducer. Susunan peralatan untuk jenis pengukuran ini seperti pada gambar 4.6 [Hoshino,1984].

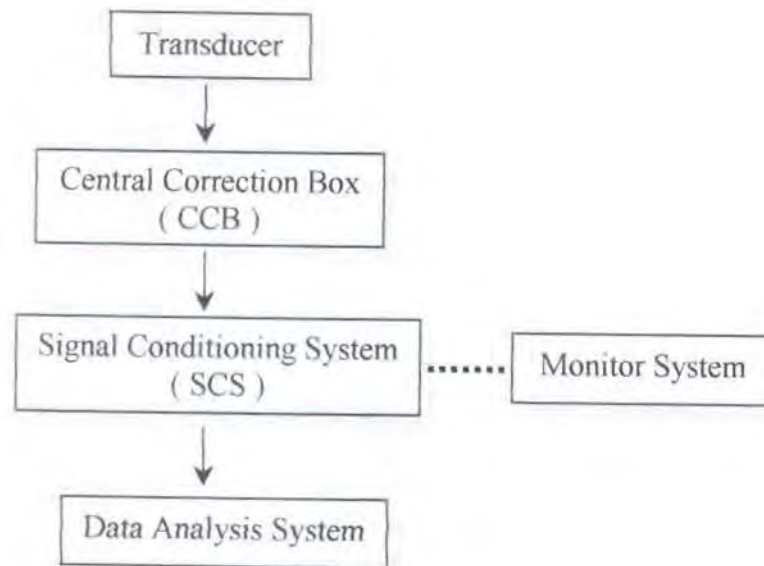




Gambar 4.6. Metode Pengukuran Langsung dengan Force Transducer

#### 4.4. Sistem Data Akuisisi

Pressure transducer merupakan alat ukur utama yang digunakan untuk pengukuran kecepatan aliran pada pengujian ini. Pressure transducer merupakan suatu piranti atau alat yang berfungsi untuk mengubah besaran fisik dalam hal ini tekanan menjadi besaran listrik yang biasanya berupa tegangan. Sistem data akuisisi yang dijalankan mempunyai skema seperti pada gambar 4.7.



Gambar 4.7. Sistem Data Akuisisi

Skema diatas menunjukkan, transducer akan mengirimkan signal input kepada Signal Conditioning System (SCS) dengan Central Correction Box (CCB) sebagai penghubungnya dimana didalamnya terdapat 64 buah connector yang terdiri dari beberapa jenis sensor. SCS akan mengolah signal input dari transducer tersebut untuk kemudian mengirim signal output kepada sistem analisis data (DAS). Sebelum dan selama berlangsungnya pencatatan data, signal output dari SCS akan selalu dimonitor oleh sistem monitor (MS) yang berupa oscilloscope dan digital voltmeter. Kemudian DAS akan melakukan konversi data serta menyimpan data hasil pengukuran dan selanjutnya melakukan analisa awal terhadap data-data tersebut. DAS ini berupa VAX Cabinet yang berisi sistem komputer yang terdiri dari unit-unit seperti terminal, printer serta plotter.



#### 4.5. Data Hasil Pengujian

Hasil lengkap dari pelaksanaan pengujian model kapal waterjet yang terdiri dari pengujian bollard pull test, self-propulsion test serta resistance test seperti terlihat pada tabel dibawah ini. Disini akan ditampilkan resume data yang akan dipakai sebagai data utama dalam perhitungan-perhitungan serta analisis yang pada tugas akhir ini akan dikerjakan pada bab berikutnya.

##### 4.5.1. Bollard Pull Test



Gambar 4.8. Pelaksanaan Bollard Pull Test





Tabel 4.2. Data Hasil Pelaksanaan Bollard Pull Test

## Nosel Diameter 1.25 inch

Kec. Impeller [ Rps ]	Kec.1 Nozzle [ m/s ]	Kec.2 Nozzle [ m/s ]	Kec.Rata-rata Nozzle [ m/s ]	Thrust [ kg ]
15.017	4.687	4.720	4.704	1.466
18.017	5.620	5.623	5.622	2.102
21.016	6.694	6.687	6.691	2.875
24.011	7.692	7.679	7.686	3.502
27.004	9.153	9.084	9.119	4.750
29.991	10.551	10.457	10.504	5.964

## Nosel Diameter 1.5 inch

Kec. Impeller [ Rps ]	Kec.1 Nozzle [ m/s ]	Kec.2 Nozzle [ m/s ]	Kec.Rata-rata Nozzle [ m/s ]	Thrust [ kg ]
15.018	4.264	4.301	4.283	1.895
18.032	4.891	4.990	4.941	2.73
21.081	5.637	5.761	5.699	3.743
24.039	6.433	6.624	6.529	4.885
27.060	7.355	7.596	7.476	6.223
30.027	8.347	8.658	8.503	7.746

## Nosel Diameter 2 inch

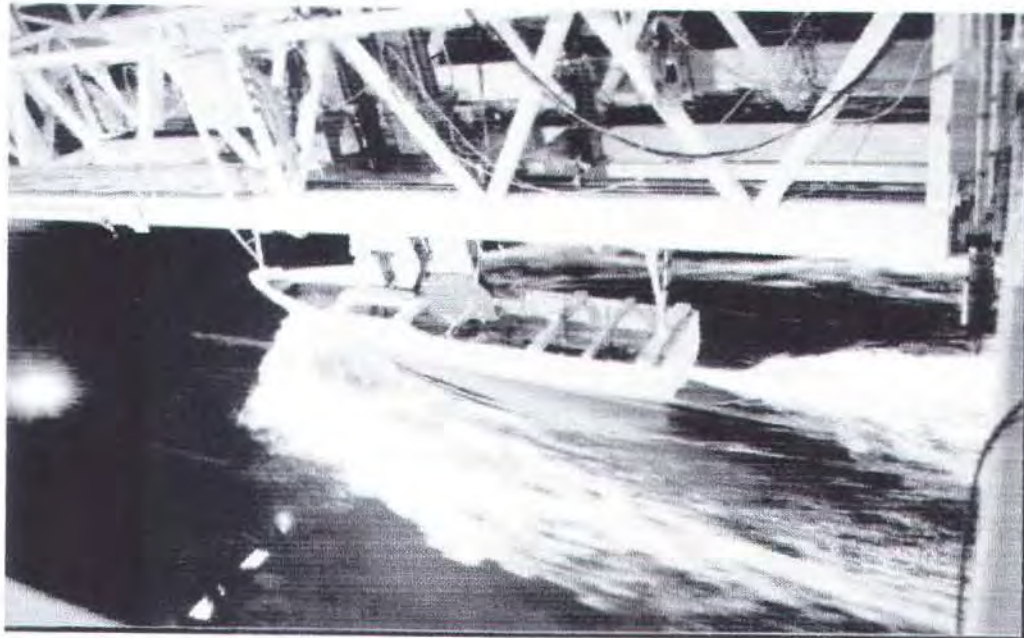
Kec. Impeller [ Rps ]	Kec.1 Nozzle [ m/s ]	Kec.2 Nozzle [ m/s ]	Kec.Rata-rata Nozzle [ m/s ]	Thrust [ kg ]
15.024	3.647	3.468	3.558	2.312
18.027	3.962	3.721	3.842	3.328
21.028	4.333	4.013	4.173	4.516
24.023	4.775	4.355	4.565	5.946
27.019	5.287	4.752	5.020	7.623
30.006	5.809	5.157	5.483	4.412

## Nosel Diameter 2.5 inch

Kec. Impeller [ Rps ]	Kec.1 Nozzle [ m/s ]	Kec.2 Nozzle [ m/s ]	Kec.Rata-rata Nozzle [ m/s ]	Thrust [ kg ]
15.027	3.426	3.682	3.554	3.910
18.040	3.811	4.280	4.046	5.674
21.049	4.269	4.989	4.629	7.745
24.043	4.798	5.785	5.292	10.124
27.046	5.381	6.678	6.030	12.883
30.056	6.038	7.656	6.847	16.019



#### 4.5.2. Self-Propulsion Test



Gambar 4.9. Pelaksanaan Self-Propulsion Test

Tabel 4.3. Data Hasil Pelaksanaan Self-Propulsion Test

Nozzle Diameter 1.25 inch

Kec. Model [ m/s ]	Kec. Impeller [ Rps ]	Kec. 1 Nozzle [ m/s ]	Kec. 2 Nozzle [ m/s ]	Kec. Rata-rata Nozzle [ m/s ]	Thrust [ kg ]
3.833	15.112	5.251	5.248	5.250	17.988
3.833	20.012	6.661	6.684	6.673	16.627
3.482	20.259	6.691	6.729	6.710	15.060
3.661	22.058	7.366	7.392	7.379	15.379
4.183	24.002	8.309	8.334	8.322	17.374
3.833	25.249	8.821	8.810	8.816	15.251
4.439	25.980	9.106	9.152	9.129	18.185
3.840	30.079	11.038	10.949	10.994	13.956
4.878	29.979	10.937	10.961	10.949	19.105





## Nozzle Diameter 1.5 inch

Kec. Model [ m/s ]	Kec. Impeller [ Rps ]	Kec. 1 Nozzle [ m/s ]	Kec. 2 Nozzle [ m/s ]	Kec. Rata-rata Nozzle [ m/s ]	Thrust [ kg ]
3.833	15.055	4.734	4.747	4.741	16.896
3.486	26.002	5.766	5.509	5.638	15.065
3.832	20.045	5.773	5.826	5.800	16.275
3.660	22.008	6.369	6.102	6.236	15.410
4.184	23.919	7.007	6.735	6.871	17.336
3.832	24.836	7.013	7.118	7.066	14.641
4.534	26.255	7.574	7.305	7.440	18.208
4.971	30.193	8.863	8.574	8.719	19.402
3.835	30.102	8.667	8.873	8.770	12.998

## Nozzle Diameter 2 inch

Kec. Model [ m/s ]	Kec. Impeller [ Rps ]	Kec. 1 Nozzle [ m/s ]	Kec. 2 Nozzle [ m/s ]	Kec. Rata-rata Nozzle [ m/s ]	Thrust [ kg ]
3.836	15.012	3.958	3.698	3.828	17.243
3.837	16.092	4.175	3.868	4.022	16.642
3.485	19.988	4.605	4.192	4.399	13.773
3.836	20.011	4.654	4.234	4.444	15.408
3.659	22.203	4.884	4.416	4.650	13.916
4.182	24.222	5.307	4.743	5.025	16.069
3.836	24.956	5.346	4.775	5.061	13.759
4.532	26.096	5.651	5.018	5.335	17.280
3.835	30.312	6.383	5.580	5.982	11.508
4.881	30.277	6.486	5.674	6.080	17.370

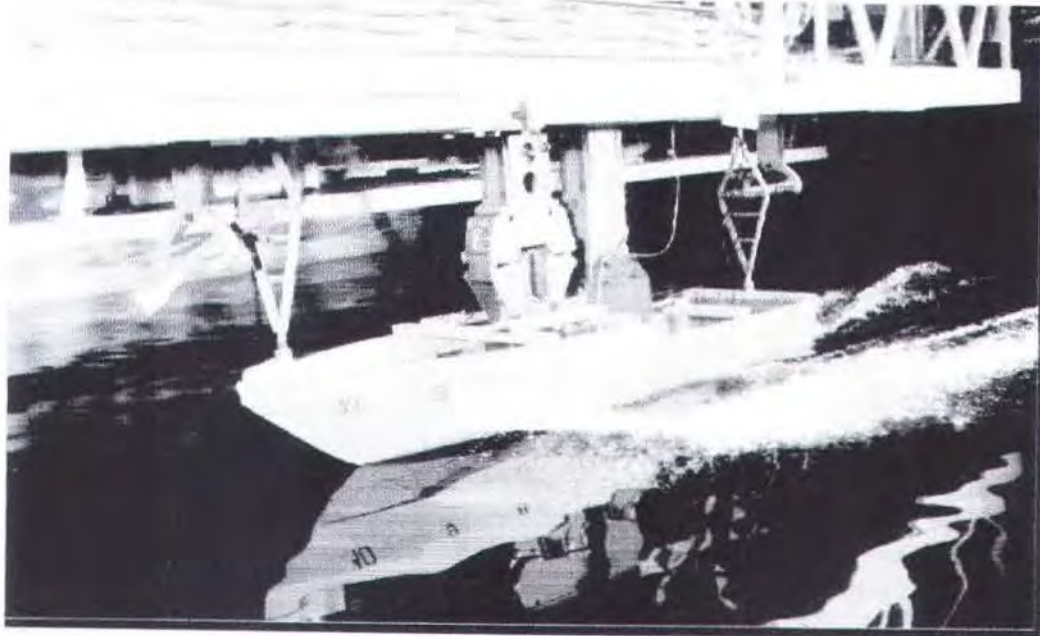
## Nozzle Diameter 2.5 inch

Kec. Model [ m/s ]	Kec. Impeller [ Rps ]	Kec. 1 Nozzle [ m/s ]	Kec. 2 Nozzle [ m/s ]	Kec. Rata-rata Nozzle [ m/s ]	Thrust [ kg ]
3.841	15.012	3.844	4.240	4.042	16.648
3.487	20.20	4.582	5.301	4.942	12.273
3.843	19.992	4.623	5.389	5.006	14.240
3.661	22.051	4.950	5.869	5.410	12.236
3.851	24.040	5.386	6.484	5.935	12.157
3.847	24.026	5.388	6.512	5.950	12.214
4.184	24.063	5.491	6.634	6.063	13.799
4.531	26.092	5.909	7.251	6.580	14.126
3.851	30.048	6.598	8.353	7.476	7.501
4.879	30.037	6.917	8.694	7.806	13.624





### 4.5.3. Resistance Test



Gambar 4.10. Pelaksanaan Resistance Test

Tabel 4.4. Data Hasil Pelaksanaan Resistance Test

Kecepatan Model [ m/s ]	Kecepatan Inlet [ m/s ]	Resistance [ N ]
3.494	3.975	105.580
3.668	3.980	109.694
3.842	3.935	114.460
4.016	3.847	119.460
4.188	3.671	123.880
4.355	3.466	127.680
4.536	3.093	133.040
4.725	2.506	139.820
4.899	1.787	145.610

## **BAB V**

### **ANALISA DAN PERHITUNGAN EFISIENSI**

### **INTERAKSI**

#### **5.1. Kondisi Sistem Terisolasi (*The Isolated System's Condition*)**

Pada kondisi sistem terisolasi ini kita memandang sistem waterjet-badan kapal sebagai suatu sistem yang terpisah. Hal ini dilakukan untuk mendapatkan informasi yang benar mengenai unjuk kerja (*performance*) masing-masing sistem pada saat berada dalam lingkungan operasinya. Seperti dijelaskan pada bab sebelumnya bahwasanya lingkungan yang dimaksud harus berupa lingkungan yang tidak terganggu (*undisturbed*) sehingga memungkinkan memperoleh data-data yang kita inginkan sesuai dengan parameter masukan dan tidak terpengaruh dengan hal lain. Untuk sistem waterjet kondisi ini dipenuhi pada saat kondisi bollard pull test, sedang untuk sistem badan kapal kondisi terisolasinya akan dipenuhi pada kondisi resistance test. Pada kondisi-kondisi tersebut masing-masing sistem diasumsikan berinteraksi hanya dengan lingkungannya.

##### **5.1.1. Sistem Waterjet Terisolasi**

Kemampuan dari sistem waterjet yang kita desain idealnya harus dapat menunjukkan kemampuan yang sama pada saat sistem waterjet tersebut dioperasikan di tempat yang sebenarnya. Unjuk kerja dari sistem waterjet dapat dilihat dari performancenya pada saat dilakukan pengujian bollard pull test. Dalam kondisi ini thrust, setelah dibandingkan dengan variabel lainnya, misalnya:

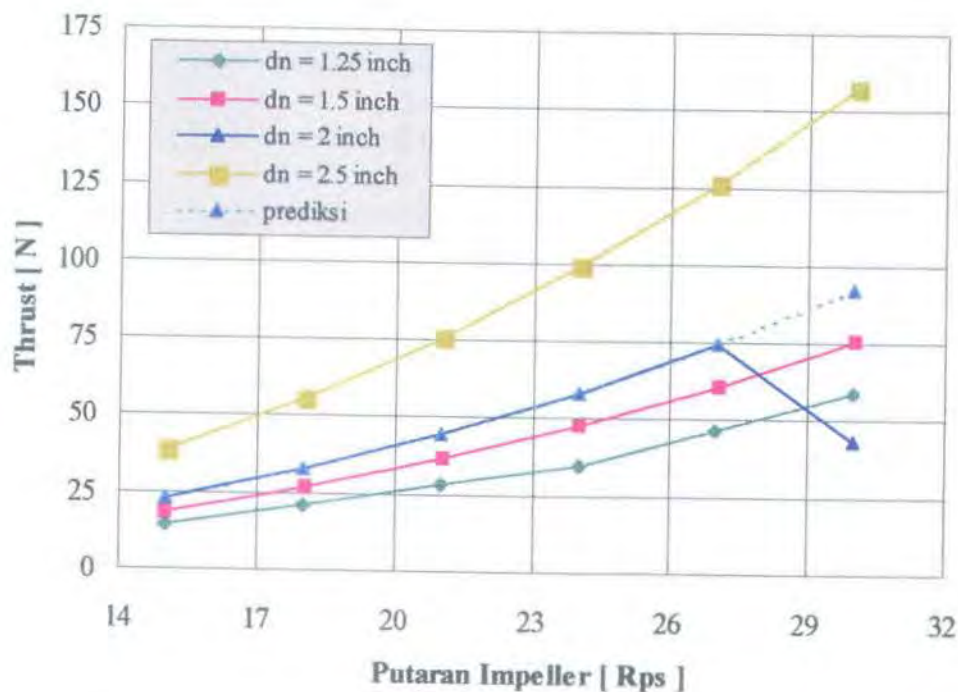




kecepatan aliran yang keluar melalui nozzle, yang dihasilkan oleh sistem akan menunjukkan seberapa baik sistem waterjet tersebut. Dari data-data yang kita peroleh pada pengujian bollard pull test (tabel 4.2), kemampuan sistem waterjet yang kita uji selanjutnya akan dipresentasikan dalam bentuk grafik hubungan, antara lain : grafik hubungan thrust dengan putaran impeller, grafik hubungan thrust dengan kecepatan aliran pada penampang nozzle serta grafik hubungan kecepatan aliran pada nozzle dengan kecepatan putaran impeller.

- Hubungan putaran impeller, kecepatan nozzle serta thrust pada sistem waterjet

Hubungan antara gaya dorong (*thrust*) yang dihasilkan sistem waterjet dengan putaran impeller yang diberikan oleh sistem pompa (*pump system*) seperti ditunjukkan pada gambar 5.1 di bawah ini.



Gambar 5.1. Hubungan Gaya Dorong Sistem Waterjet dengan Putaran Impeller



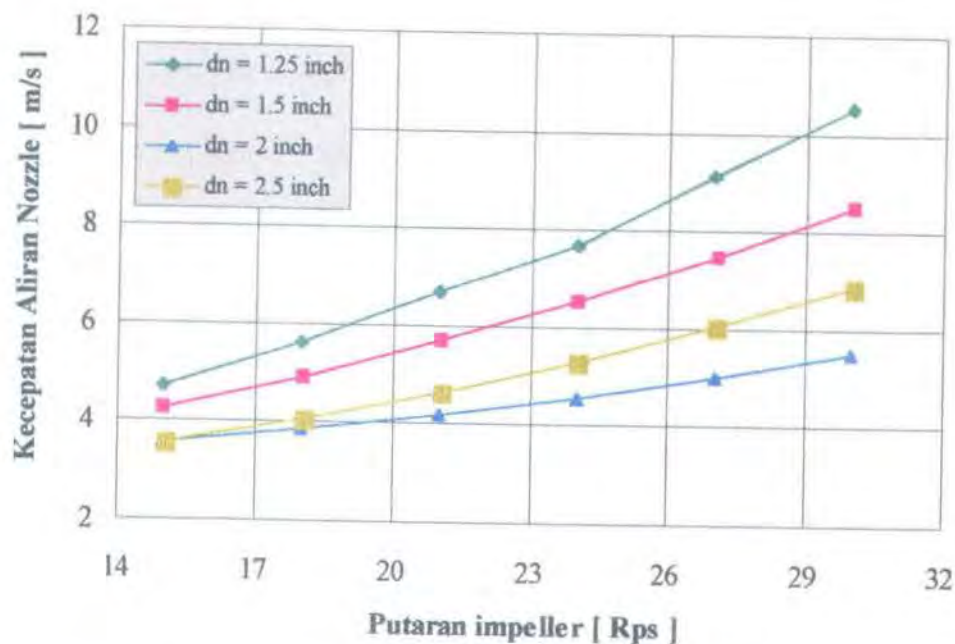


Dari gambar tersebut, menunjukkan adanya peningkatan terhadap daya dorong yang dihasilkan sistem waterjet dengan semakin tingginya putaran impeller. Selain itu ditunjukkan pula bahwasanya untuk harga kecepatan impeller yang sama maka diameter nozzle yang semakin besar akan dapat memproduksi thrust yang semakin besar. Hal ini memberikan kesimpulan bahwa peningkatan daya dorong dapat diusahakan dengan bervariasi luas penampang nozzle ke arah harga yang semakin besar. Seperti ditunjukkan dalam persamaan (3.3) sebelumnya, dimana thrust sistem waterjet merupakan fungsi dari luas nozzle sehingga produksinya dapat diperbesar dengan meningkatkan jumlah fluks momentum yang keluar melalui penampang nozzle. Untuk data gaya dorong nozzle diameter 2 inch nampak terjadi ketidakkonsistenan pada pengukuran yang dilakukan oleh alat ukur sehingga pada akhir pengukuran terjadi penurunan terhadap gaya dorong. Dengan melihat kecenderungan yang ditunjukkan pada pengukuran terhadap 3 macam diameter nozzle yang lain seharusnya data terakhir menunjukkan seperti yang diperlihatkan oleh garis putus-putus diatas. Hal ini bisa disebabkan oleh masalah teknis yang dialami alat ukur pada saat itu. Namun dengan melihat kecenderungan diameter nozzle yang lain serta didasarkan persamaan (3.3) maka prediksi yang ditunjukkan oleh garis putus-putus dalam hal ini dapat diterima.

Luasan penampang yang besar akan disertai penurunan kecepatan pada nozzle. Hal ini ditunjukkan dalam grafik hubungan kecepatan aliran pada nozzle dengan kecepatan putaran impeller (gambar 5.2), dimana terlihat diameter nozzle yang lebih kecil mampu menghasilkan kecepatan aliran yang lebih besar. Namun



untuk nozzle dengan diameter 2.5 inch mampu memberikan kecepatan yang lebih tinggi dibanding nozzle berdiameter 2 inch. Dari sini untuk sementara dapat kita simpulkan bahwa sistem waterjet mengandung nilai-nilai optimal dan bukannya nilai maksimal ataupun minimal dalam perancangannya. Karena disini terdapat ketidaklinieran yaitu kecepatan nozzle terendah dihasilkan oleh diameter 2 inch dan bukannya nozzle dengan diameter penampang terbesar seperti yang nampak dari kecenderungan yang ditunjukkan pada grafik.



Gambar 5.2. Pengaruh Putaran Impeller terhadap Kecepatan Aliran Nozzle

Selanjutnya peranan harga kecepatan aliran pada nozzle baru akan terlihat pada saat kondisi sistem waterjet dipasang pada sistem badan kapal. Dalam kondisi penyatuan (*united condition*) sistem waterjet-badan kapal ini harga kecepatan tersebut menjadi sangat penting terutama dalam perhitungan efisiensi interaksi yang akan dijelaskan dalam subbab 5.3. Kekurangan dari diameter





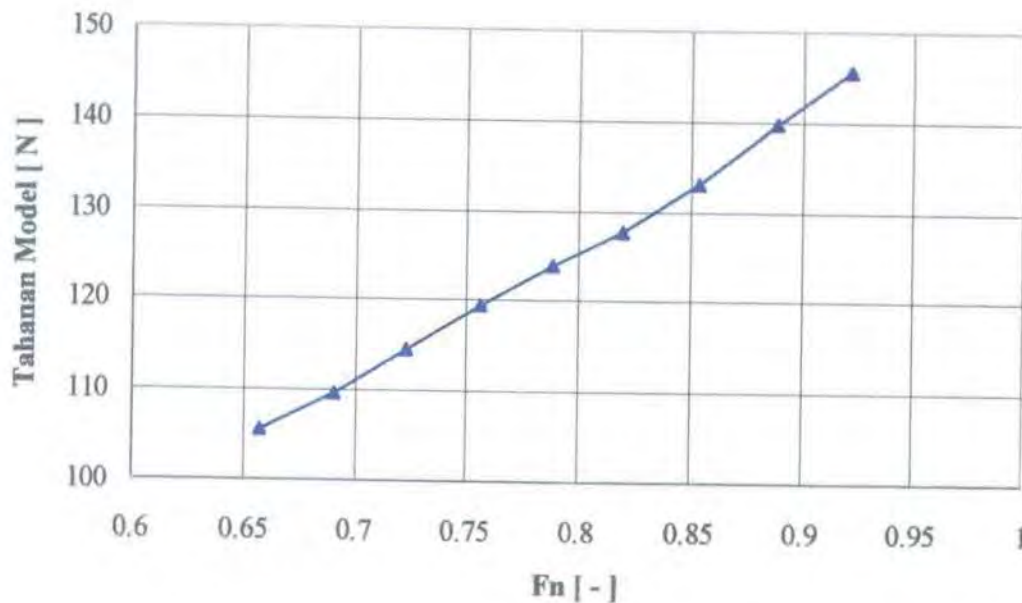
nozzle yang besar adalah dapat menyebabkan daya pompa yang dibutuhkan akan menjadi lebih besar dikarenakan laju aliran volume ( $Q$ ) yang didorong juga semakin besar selain itu nilai head pompa juga akan menjadi lebih besar. Dengan daya pompa yang lebih besar berarti menambah berat instalasi peralatan pompa sehingga turut pula menambah berat pada kapal. Dari pengujian bollard pull test ini disimpulkan bahwa hasil thrust terbesar diperoleh dengan pemakaian diameter terbesar yaitu 2.5 inch dan hasil tersebut didapat pada saat putaran impeller mencapai nilai tertinggi.

#### 5.1.2. Sistem Badan Kapal Terisolasi

Pengujian tahanan kapal (*resistance test*) bertujuan untuk mendapatkan informasi mengenai besarnya tahanan yang dialami badan kapal pada saat bergerak di air. Dalam pengujian ini dapat diketahui besarnya tahanan bersih (*bare-hull resistance*) ketika kapal bergerak dengan kecepatan tertentu karena diasumsikan kapal bergerak sendiri tanpa didorong oleh suatu sistem penggerak. Hasil pengujian tahanan ini ditunjukkan dalam gambar 5.3.

Tahanan kapal akan meningkat dengan bertambahnya kecepatan gerak kapal. Dari hasil pengujian (lampiran) nampak tahanan gesek (*frictional resistance*) memberikan kontribusi yang besar terhadap kenaikan tahanan kapal. Kenaikan tahanan gesek ini akan disertai dengan penurunan koefisien tahanan geseknya, hal ini dikarenakan harga koefisien tersebut sangat tergantung oleh angka Reynolds,  $Re$ . Dengan harga  $Re$  yang semakin besar akan menyebabkan penurunan pada koefisien tahanan gesek.





Gambar 5.3. Tahanan sebagai Fungsi Angka Froude  $F_n$

Kapal yang diuji ini merupakan jenis kapal planing dengan bentuk dasar 'V', bentuk ini sangat cocok untuk jenis kapal yang beroperasi pada kecepatan tinggi. Untuk kapal jenis ini dalam pengoperasiannya akan mengalami tiga tahapan kecepatan yaitu :

1. Tahapan displasemen murni ( $0.0 < F_n < 0.6$ ), pada tahap ini berat kapal seluruhnya disangga oleh gaya angkat keatas (*buoyancy*) dan tidak akan mengalami perubahan trim ataupun penurunan titik berat yang berarti. Dengan naiknya kecepatan ( $F_n$ ) perubahan tersebut mulai timbul. Perubahan ini terjadi akibat naiknya aliran karena bertambah terbenamnya kapal, yang selanjutnya, sesuai dengan hukum Bernoulli, akan berakibat pada penurunan tekanan dibawah kapal bagian buritan dan kenaikan tekanan dibawah haluan kapal.



2. Tahapan semiplaning ( $0.6 < Fn < 1.2$ ), pada tahapan ini berat kapal akan disangga lebih banyak oleh gaya angkat hidrodinamik daripada hidrostatik (yang bersamaan dengan ini akan menurun secara teratur). Gaya angkat ini timbul akibat adanya deviasi di sekitar dasar kapal bagian buritan, sehingga menyebabkan kapal trim. Dari berbagai pengukuran tes model didapat bahwa pada fase ini titik berat kapal akan naik. Pada sekitar harga  $Fn = 0.6$ , titik berat mencapai ketinggian yang sama dengan pada saat kecepatan sama dengan nol, dan selanjutnya titik berat akan terus naik sampai kecepatan karakteristik  $Fn \approx 1.2$  dicapai. Dari kecepatan  $V = 0$  sampai dengan  $Fn = 0.9$  haluan kapal akan terus naik kearah permukaan, sedangkan buritannya akan secara berangsur-angsur terbenam. Pada  $0.9 < Fn < 1.2$  buritan kapal mulai naik lagi, tetapi tidak begitu besar, sampai dengan munculnya haluan. Dengan demikian trim akan tetap naik sampai dengan  $Fn = 1.2$  dicapai.
3. Tahapan planing penuh ( $Fn > 1.2$ ), pada tahapan ini hampir seluruh berat kapal disangga oleh gaya angkat hidrodinamik, dan hanya sebagian kecil berat kapal yang bertumpu pada gaya hidrostatik (yang juga kecil). Meskipun hampir seluruh badan kapal meluncur di permukaan air dan permukaan basahya menjadi sangat kecil demikian pula trim kapal mulai menurun dibandingkan dengan pada fase semiplaning, tetapi tekanan hidrodinamik menjadi sangat besar sebagai akibat kecepatan tinggi yang diperoleh dari gaya dorong sistem waterjet. Pada fase planing murni, bagian kapal yang terbenam sangat kecil, sehingga gelombang yang terbentuk hampir sama sekali hilang.





Pada pengujian ini kecepatan kapal berada pada tahapan semiplaning, sehingga kenaikan tahanan kapal masih akan terjadi, hal ini dikarenakan kenaikan trim masih terus akan berlangsung hingga harga  $F_n$  mencapai 1.2. Kenaikan trim tersebut selanjutnya akan menyebabkan besarnya tahanan induksi yang dialami badan kapal. Penurunan tahanan akan terjadi pada saat kapal mencapai tahap planing penuh.

## 5.2. Kondisi Penyesuaian Sistem (*The Matched System's Condition*)

Sebelum melangkah untuk menganalisa interaksi sistem waterjet-badan kapal, terlebih dahulu dilakukan penyesuaian antara sistem waterjet dengan sistem badan kapal berdasarkan hasil yang telah didapat pada kondisi sebelumnya. Pada kondisi ini kedua sistem yaitu waterjet dan badan kapal belum terdapat atau mempunyai interaksi, yang bisa dilakukan hanya mencocokkan kecenderungan performance keduanya bila sedang beroperasi di air.

Dari grafik yang diperoleh pada kondisi terisolasi diperoleh gambaran bahwa kedua sistem tersebut memiliki kecenderungan yang meningkat dalam unjuk kerjanya. Sistem waterjet untuk setiap macam luasan penampang atau diameter nozzle akan mampu memberikan daya dorong yang terus meningkat sejalan dengan penambahan putaran impellernya sehingga diharapkan hal tersebut mampu mengatasi tahanan yang dialami sistem badan kapal yang mana juga menunjukkan kecenderungan yang meningkat seiring dengan penambahan kecepatan sistem badan kapal. Dengan kecenderungan yang sama dari kondisi terisolasi bisa disimpulkan keduanya dapat melakukan interaksi atau hubungan imbal balik yang baik jika disatukan, artinya pada saat kecepatan meningkat maka





tahanan sistem badan kapal akan mengalami tahanan yang juga meningkat dan hal ini dapat direspon secara positif oleh sistem waterjet dengan menghasilkan daya dorong yang sesuai dengan yang dibutuhkan sistem badan kapal.

### 5.3. Kondisi Penyatuan Sistem (*The United System's Condition*)

Peristiwa interaksi antara sistem waterjet (*waterjet system*) dengan sistem badan kapal (*bare hull system*) terjadi pada saat kedua sistem tersebut digabung menjadi satu. Kondisi ini dipenuhi pada saat dilakukan pengujian self-propulsion di towing tank, dimana diasumsikan kapal bergerak di air akibat dorongan langsung dari sistem penggerak waterjet. Unjuk kerja dari kombinasi kedua sistem itu selanjutnya harus dihitung secara kuantitatif untuk mengetahui sampai seberapa baik sistem tersebut berinteraksi satu dengan yang lainnya. Perhitungan kuantitatif terhadap interaksi waterjet dengan badan kapal ini ditujukan guna mengetahui apakah daya dorong yang diberikan oleh sistem waterjet dapat sesuai dengan daya dorong sebenarnya yang dibutuhkan kapal untuk bergerak pada suatu kecepatan tertentu.

#### ▪ Perhitungan total thrust deduction fraction ( $t$ )

Fraksi penurunan gaya dorong total ( $t$ ) diperoleh langsung dari data yang didapat pada pengujian tahanan (*resistance test*) dan pengujian tarik sistem waterjet (*self-propulsion test*). Hubungan antara fraksi penurunan gaya dorong total ( $t$ ) dengan *gross thrust* ( $T_g$ ) dan *bare hull resistance* ( $R_{BH}$ ) diperoleh berdasarkan persamaan (3.49) yaitu :

$$T_{g\infty}(1-t) = R_{BH}$$



Untuk mendapatkan harga-harga  $T_g$  serta  $R_{BH}$  pada suatu kecepatan tertentu dilakukan interpolasi terhadap harga-harga yang didapatkan dari pengujian, sehingga harga  $T_g$  serta  $R_{BH}$  untuk kecepatan yang dicari dapat diperoleh nilainya. Berikut hasil yang didapat dari hasil interpolasi (tabel 5.1) untuk diameter nozzle 1.25 inch, untuk diameter nozzle yang lain dapat dilihat pada lampiran :

Tabel 5.1. Harga  $R_{BH}$  dan  $T_g$  Untuk Nozzle  $d = 1.25$  inch Hasil Interpolasi  
(  $V_m$  = kecepatan model ,  $V_n$  = kecepatan aliran pada nozzle )

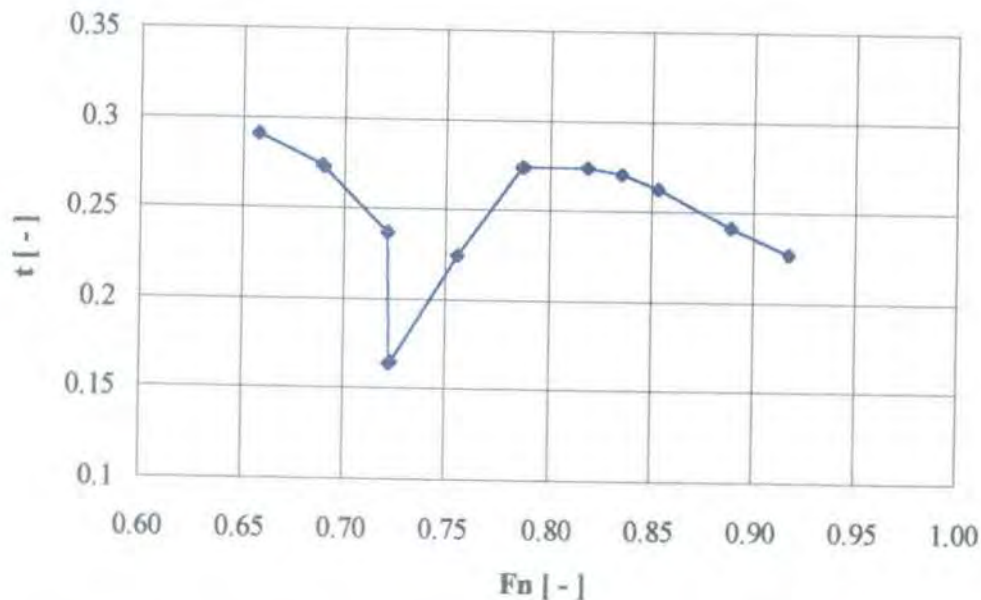
No.	$V_m$ [ m/s ]	$R_{BH}$ [ N ]	$T_g$ [ N ]	$t$ [ - ]	$Fn$ [ - ]	$V_n$ [ m/s ]
1	3.494	104.9242	147.8881	0.2905	0.6575	6.755
2	3.661	109.4982	150.8065	0.2739	0.6889	7.379
3	3.668	109.6899	150.7554	0.2724	0.6902	7.437
4	3.833	114.2091	149.5513	0.2363	0.7213	8.816
5	3.840	114.4009	136.8525	0.1641	0.7226	10.994
6	3.842	114.4556	137.0480	0.1648	0.7230	10.978
7	4.016	119.4567	154.0507	0.2246	0.7557	9.622
8	4.183	123.7411	170.3694	0.2737	0.7871	8.322
9	4.188	123.8694	170.5248	0.2736	0.7881	8.337
10	4.355	127.6741	175.7126	0.2734	0.8195	8.864
11	4.439	130.1589	178.3221	0.2701	0.8353	9.129
12	4.536	133.0282	180.3155	0.2622	0.8536	9.531
13	4.725	139.8139	184.1995	0.2410	0.8891	10.315
14	4.878	144.9012	187.3436	0.2265	0.9179	10.949

Kemudian hasil perhitungan diatas dipresentasikan dalam bentuk hubungan fraksi penurunan gaya dorong atau thrust dengan angka Froude ( $Fn$ ) untuk melihat





kecenderungannya terhadap perubahan kecepatan pada kapal waterjet, ditunjukkan pada gambar 5.4.



Gambar 5.4. Fraksi Penurunan Gaya Dorong  $t$  diplot sebagai fungsi Angka Froude  $F_n$

Fraksi penurunan gaya dorong  $t$  pada sistem waterjet-badan kapal akan mengalami perubahan dengan bertambahnya kecepatan, dimana kecenderungan perubahannya tidaklah linier melainkan bervariasi, setidaknya dari gambar 5.4 diatas ada tiga tahap yang dilalui yaitu :

1. Dimulai saat harga  $F_n$  berkisar pada 0.65–0.72, harga  $t$  menunjukkan kecenderungan menurun, penurunan ini nampak sekali sangat tajam saat harga  $F_n$  mendekati angka 0.72.
2. Harga  $F_n$  0.72–0.79, pada interval ini terjadi kenaikan yang cukup tajam dan cenderung naik secara linier.





3. Harga  $Fn$  0.79-0.92, fraksi penurunan gaya dorong kembali mengalami penurunan namun penurunan ini tidak setajam sebelumnya.

Gambar diatas menunjukkan bahwa sistem waterjet akan mengalami tahap dimana daya dorong yang diberikannya mendekati kesesuaian dengan daya dorong yang dibutuhkan untuk melawan tahanan yang dialami oleh badan kapal, tahapan tersebut dicapai saat dimana harga  $t$  yang terendah mendekati harga  $t = 0$  yaitu pada saat harga  $Fn$  mencapai kisaran 0.72. Namun hal itu tidak berlangsung lama karena setelah itu harga  $t$  kembali naik.

▪ *Perhitungan efisiensi interaksi momentum ( $\eta_{ml}$ )*

Selanjutnya perhitungan dilakukan untuk mendapatkan harga-harga efisiensi interaksi momentum,  $\eta_{ml}$ . Efisiensi interaksi momentum merupakan fungsi dari rasio kecepatan nozzle,  $NVR$ , serta koefisien kecepatan momentum yang disebabkan oleh distribusi kecepatan pada boundary layer,  $c_m$ . Didapatkan dengan menggunakan persamaan (3.44), yaitu :

$$\frac{1}{\eta_{ml}} = 1 + \frac{1 - c_m}{NVR - 1}$$

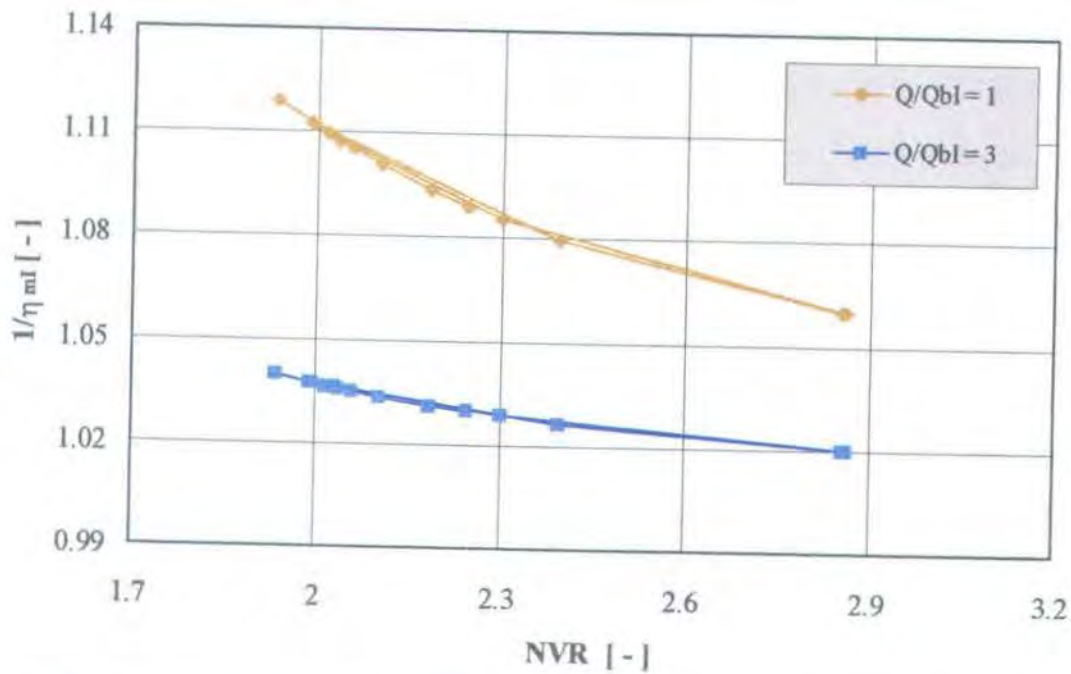
Harga koefisien kecepatan momentum merupakan fungsi dari hukum energi ke- $n$  (*the n-th power law*), dengan rasio laju aliran,  $Q/Q_{bl}$ . Dimana  $Q_{bl}$  merupakan laju aliran yang dapat dihisap (*absorbed*) dari boundary layer. Persamaannya dapat ditulis yaitu :

$$c_m = 1 - \frac{1}{n+2} \left( \frac{Q_{bl}}{Q} \right) \quad (5.1)$$



Persamaan diatas digunakan dengan asumsi bahwasanya laju aliran yang melalui intake  $Q$  lebih besar dari laju aliran yang dihisap dari boundary layer  $Q_{bl}$ . Karena dalam pengujian ini tidak diikutsertakan pencatatan atas data kecepatan aliran pada lubang intake maka harga rasio laju aliran  $Q/Q_{bl}$  diambil berdasarkan hasil dari pengujian yang telah dilakukan, yaitu bahwasanya efisiensi interaksi momentum ( $1/\eta_{ml}$ ) akan mencapai harga yang tinggi pada saat  $Q/Q_{bl} \leq 1$  dan akan bertambah kecil untuk  $Q/Q_{bl} \geq 3$ . Dalam perhitungan ini akan diambil dua harga  $Q/Q_{bl}$  yaitu 1 dan 3. Sedang untuk  $n$  harga rangenya adalah dari 5.6 hingga 8.4, namun disarankan untuk menggunakan harga tengahnya (*mean value*) yaitu 7. Untuk kapal dengan skala penuh harga ini akan mendekati 9 [Terwisga, 1996].

Harga  $NVR$  diperoleh dari data hasil pengujian dimana merupakan perbandingan antara kecepatan aliran yang keluar melalui nozzle  $V_n$  dengan kecepatan dari kapal  $V_m$ . Hasil perhitungan efisiensi interaksi momentum ini selanjutnya diplot dalam grafik  $1/\eta_{ml} = f(NVR)$ , ditunjukkan dalam gambar 5.5.



Gambar 5.5. Hubungan Efisiensi Interaksi Momentum  $\eta_{mI}$  dengan  $NVR$  ( $d_n = 1.25$  inch,  $n = 7$ )

Semakin kecil  $NVR$  akan menyebabkan  $1/\eta_{mI}$  mempunyai harga yang semakin besar, serta  $Q/Q_{bI}$  yang besar juga terlihat menyebabkan terjadinya kenaikan  $1/\eta_{mI}$ . Hal ini tentunya akan berpengaruh terhadap harga efisiensi interaksi sistem waterjet-badan kapal. Untuk luasan nozzle yang lebih besar dapat dilihat pada lampiran.

#### ▪ Perhitungan efisiensi interaksi energi ( $\eta_{eI}$ )

Efisiensi interaksi energi didapat dengan menggunakan persamaan (3.48), dimana sangat tergantung pada jarak titik pusat nozzle relatif terhadap permukaan bebas ( $z_n$ ).

$$\eta_{eI} = 1 + \frac{\rho Q g z_n}{P_{JSE}}$$





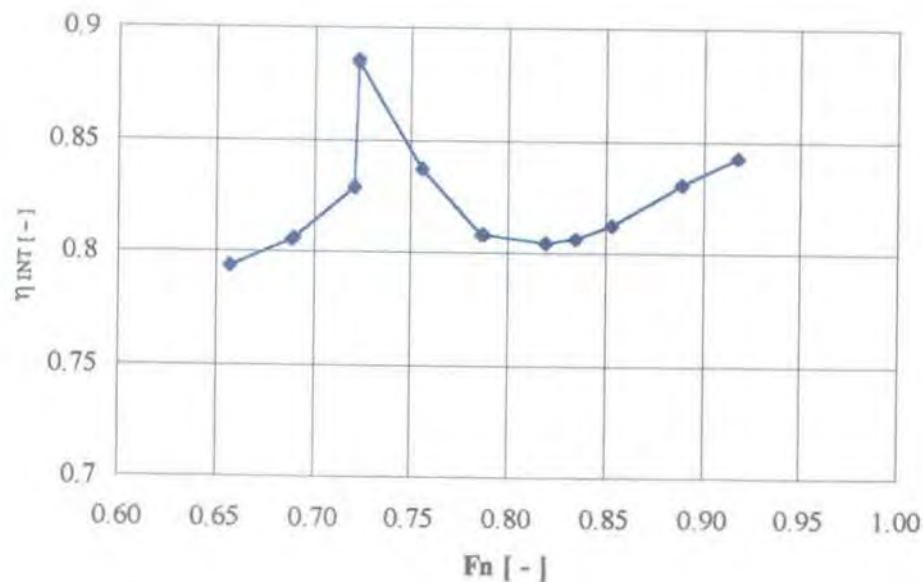
Terlihat bahwasanya efisiensi interaksi energi,  $\eta_{el}$ , akan mempunyai harga yang lebih besar dari 1 jika nozzle berharga positif (nozzle mengarah ke bawah). Dalam operasinya nozzle akan mengarah kebawah dan akan selalu mengalami perubahan jarak titik pusatnya terhadap permukaan bebas (*free surface*) karena seperti diketahui kapal cepat dalam pengoperasiannya akan mengalami tiga tahapan kecepatan seperti dijelaskan pada subbab 5.1, namun karena pengujian ini tidak mengikutsertakan pencatatan terhadap perubahan  $z_n$  yang terjadi maka disini diberikan suatu harga tetapan 1 untuk efisiensi interaksi energi. Sehingga efisiensi interaksi energi menjadi suatu variabel yang tetap.

▪ *Perhitungan efisiensi interaksi ( $\eta_{INT}$ )*

Setelah kita dapatkan harga-harga untuk fraksi penurunan gaya dorong total  $t$ , efisiensi interaksi momentum  $\eta_{ml}$  serta efisiensi interaksi energi  $\eta_{el}$ , untuk selanjutnya efisiensi interaksi  $\eta_{INT}$  dapat dihitung dengan menggunakan persamaan (3.54) yaitu :

$$\eta_{INT} = (1 - t) \frac{\eta_{el}}{\eta_{ml}}$$

Gambar 5.6 adalah hasil yang diperoleh dari perhitungan efisiensi interaksi dengan menggunakan data untuk nozzle berdiameter 1.25 inch. Disini harga *interaction efficiency*-nya seperti halnya untuk fraksi penurunan gaya dorong akan diplot sebagai fungsi dari angka Froude ( $Fn$ ).



Gambar 5.6. Efisiensi Interaksi  $\eta_{INT}$  sebagai Fungsi Angka Froude  $Fn$

Hasil perhitungan efisiensi interaksi menghasilkan grafik yang mempunyai bentuk menyerupai grafik *thrust deduction fraction*-nya namun dalam keadaan yang terbalik. Sama dengan grafik fraksi penurunan gaya dorong  $t$ , efisiensi interaksi waterjet dengan badan kapal mengalami tiga tahap perubahan yaitu :

1. Harga  $Fn$  0.65-0.72, efisiensi interaksi  $\eta_{INT}$  menunjukkan kecenderungan yang meningkat dan meningkat sangat tajam saat harga  $Fn$  mendekati 0.72
2. Harga  $Fn$  0.72-0.79, pada interval ini terjadi penurunan yang cukup tajam dan cenderung turun secara linier
3. Harga  $Fn$  0.79-0.92, efisiensi interaksi kembali mengalami peningkatan namun tidak setajam sebelumnya

Efisiensi interaksi tertinggi akan dicapai saat harga  $Fn$  menunjukkan angka 0.72, hal ini berlawanan dengan harga fraksi penurunan gaya dorong dimana pada saat



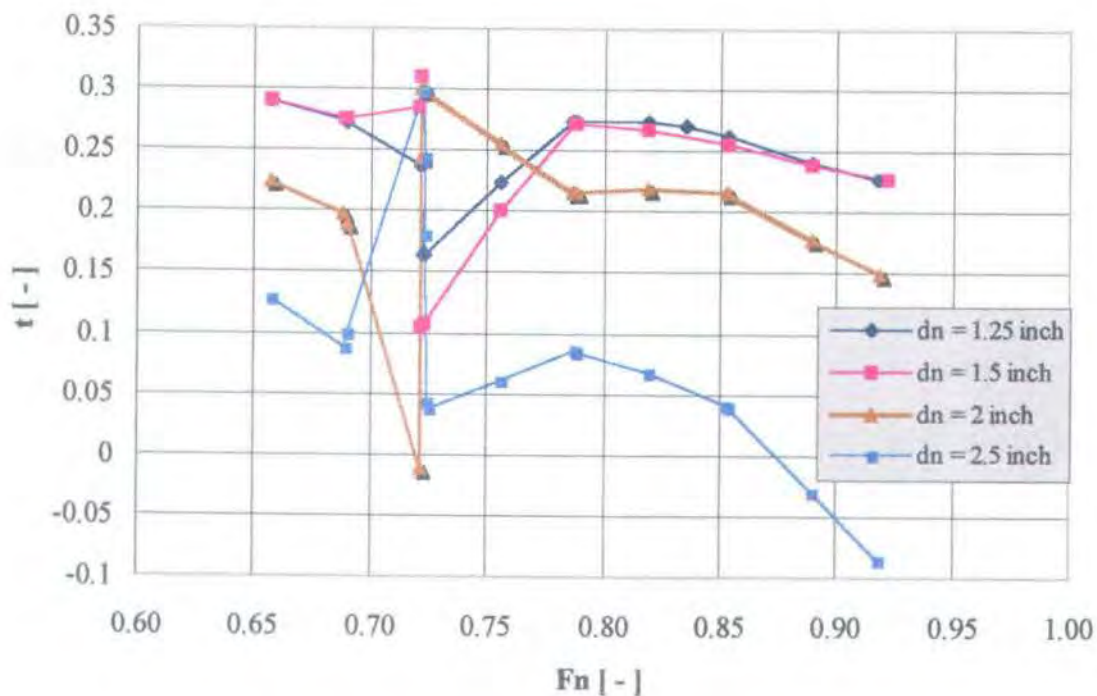


yang sama akan memiliki harga yang terendah. Dari sini terlihat hubungan antara efisiensi interaksi dengan fraksi penurunan gaya dorong adalah berbanding terbalik.

Setelah semua perhitungan diatas dilaksanakan, berikutnya akan dianalisa pengaruh dari perbedaan diameter atau luasan penampang nozzle terhadap efisiensi interaksi :

### 1. Hubungan antara thrust deduction fraction $t$ dengan variasi diameter nozzle $dn$ .

Harga fraksi penurunan gaya dorong total  $t$  yang diperoleh dari hasil keseluruhan pengujian dengan merubah-ubah diameter nozzle  $dn$  pada harga 1.25 inch, 1.5 inch, 2 inch serta 2.5 inch diperlihatkan pada gambar 5.7.



Gambar 5.7. Harga Fraksi Penurunan Gaya Dorong dengan variasi Diameter Nozzle





Dari grafik yang ditunjukkan gambar 5.7 menunjukkan perubahan dalam diameter nozzle dapat menyebabkan perubahan pada harga fraksi penurunan gaya dorong total  $t$ . Perubahan harga  $t$  untuk semua variabel nozzle secara umum melalui tiga tahap sebagaimana dijelaskan sebelumnya. Untuk semua diameter akan mencapai titik tertinggi serta terendah harga fraksi penurunan gaya dorong total  $t$  pada  $Fn$  0.72, kecuali diameter 2.5 inch dimana harga terendahnya akan dicapai pada harga  $Fn$  tertinggi serta untuk diameter 1.25 inch pada  $Fn$  0.72 tersebut tidak terjadi puncak harga fraksi penurunan gaya dorong dan hanya terjadi titik terendah  $t$ .

Pada  $Fn$  0.72 tersebut titik tertinggi harga  $t$  terjadi untuk diameter nozzle 1.5 inch sedangkan yang terendah untuk diameter nozzle 2 inch. Secara keseluruhan pada harga  $Fn$  0.72 tersebut selisih titik tertinggi dengan titik terendah  $t$  terbesar didapat jika menggunakan diameter nozzle 2 inch. Namun untuk harga  $Fn$  keseluruhan selisih terbesar untuk harga fraksi penurunan gaya dorong didapat jika diameter nozzle yang digunakan adalah 2.5 inch. Harga fraksi penurunan gaya dorong  $t$  bertanda positif mengindikasikan interaksi dari sistem waterjet dengan sistem badan kapal menyebabkan kenaikan kebutuhan daya dorong pada sistem badan kapal yang dalam hal ini berarti juga terjadi kenaikan tahanan sistem badan kapal (*increase in hull resistance*).

Yang menarik untuk penggunaan diameter nozzle 2 inch serta 2.5 inch dapat dicapai harga fraksi penurunan gaya dorong totalnya sama dengan 0, dengan kata lain pada saat itu daya dorong yang diberikan sistem waterjet benar-benar



sesuai dengan daya dorong sesungguhnya yang diperlukan oleh sistem badan kapal. Jadi pada saat harga  $t = 0$  persamaan (3.49) menjadi :

$$T_{g\infty} = R_{BH}$$

Untuk diameter nozzle 2 inch keadaan tersebut dicapai saat harga  $F_n$  0.72 sedang untuk diameter nozzle 2.5 inch dicapai ketika harga  $F_n$  berkisar 0.87-0.88.

Pengujian dengan menggunakan kedua diameter diatas juga menghasilkan suatu harga negatip bagi  $t$ . Harga negatip ini mengindikasikan interaksi yang terjadi antara sistem badan kapal dengan sistem waterjet pada saat kondisi penyatuan ini menyebabkan kebutuhan daya dorong dari sistem badan kapal mengalami penurunan dengan kata lain tahanan yang dialami sistem badan kapal menjadi menurun (*decrease in hull resistance*). Untuk nozzle berdiameter 2 inch harga  $t$  yang negatip ini hanya berlangsung sesaat karena setelah itu harga tersebut naik tajam menjadi harga yang positif, sedangkan untuk diameter 2.5 inch harga negatip ini cenderung berlanjut dengan terjadinya kenaikan kecepatan.

Tentang penurunan kebutuhan thrust atau gaya dorong ini atau juga sebagai penurunan tahanan sistem badan kapal ini beberapa penulis menjelaskan, diantaranya Terwisga [Terwisga,1996]. Dia tidak menjelaskan mekanismenya hanya menyebutkan bahwasanya pengaruh interaksi pada sistem badan kapal (*interaction effects on the hull*) disebabkan oleh perubahan dalam aliran pada sistem badan kapal akibat dari aksi atau bekerjanya sistem waterjet. Hal ini dapat dinyatakan sebagai perubahan pada tahanan kapal dimana aksi dari sistem waterjet ini menyebabkan distorsi aliran pada buritan badan kapal. Pada kecepatan tinggi distorsi ini selanjutnya akan menyebabkan perubahan posisi keseimbangan





dari badan kapal. Kemudian hal tersebut menyebabkan perubahan tahanan sistem badan kapal. Pada kondisi keseimbangan, tahanan sesungguhnya sistem badan kapal adalah seimbang atau sama dengan daya dorong sesungguhnya yang diberikan oleh sistem waterjet. Selanjutnya perubahan tahanan tersebut akan mempengaruhi performance dari sistem waterjet itu sendiri. Hal ini terjadi dikarenakan akibat dari distorsi tersebut lapisan batas (*boundary layer*) tercekik atau terhisap tipis (*ingested*) ketika melalui penampang intake dan kecepatan aliran lokal mungkin berbeda dengan kecepatan kapal, sehingga akan mempengaruhi aliran momentum serta fluks energi yang selanjutnya berpengaruh juga terhadap gaya serta daya dorong yang diberikan sistem waterjet.

Sedangkan penulis lain yaitu Svensson [Svensson,1989] menyebutkan pengaruh interaksi ini karena adanya perubahan pada produksi gaya angkat bersih (*a net lifting force*) pada buritan sistem badan kapal akibat aksi dari sistem waterjet. Pernyataan ini didapat berdasarkan pengukuran tekanan pada sistem badan kapal di sekitar daerah intake sistem waterjet. Svensson menyatakan bahwasanya total gaya angkat yang dihasilkan oleh intake sistem waterjet dapat melebihi 5% dari displasemen pada kapal-kapal cepat. Hal ini dianggap sebagai *thrust deduction* yang negatif dikarenakan oleh pengurangan dari tahanan badan kapal. Svensson dalam pengukuran tekanan tersebut memberikan suatu harga koefisien tekanan  $C_p$  yang didefinisikan dengan :

$$C_p = \frac{(P_s - \rho g h_i)}{(\frac{1}{2} \rho V_s^2)} \quad (5.2)$$





dimana :  $P_s$  = tekanan statik (*static pressure*) di depan intake

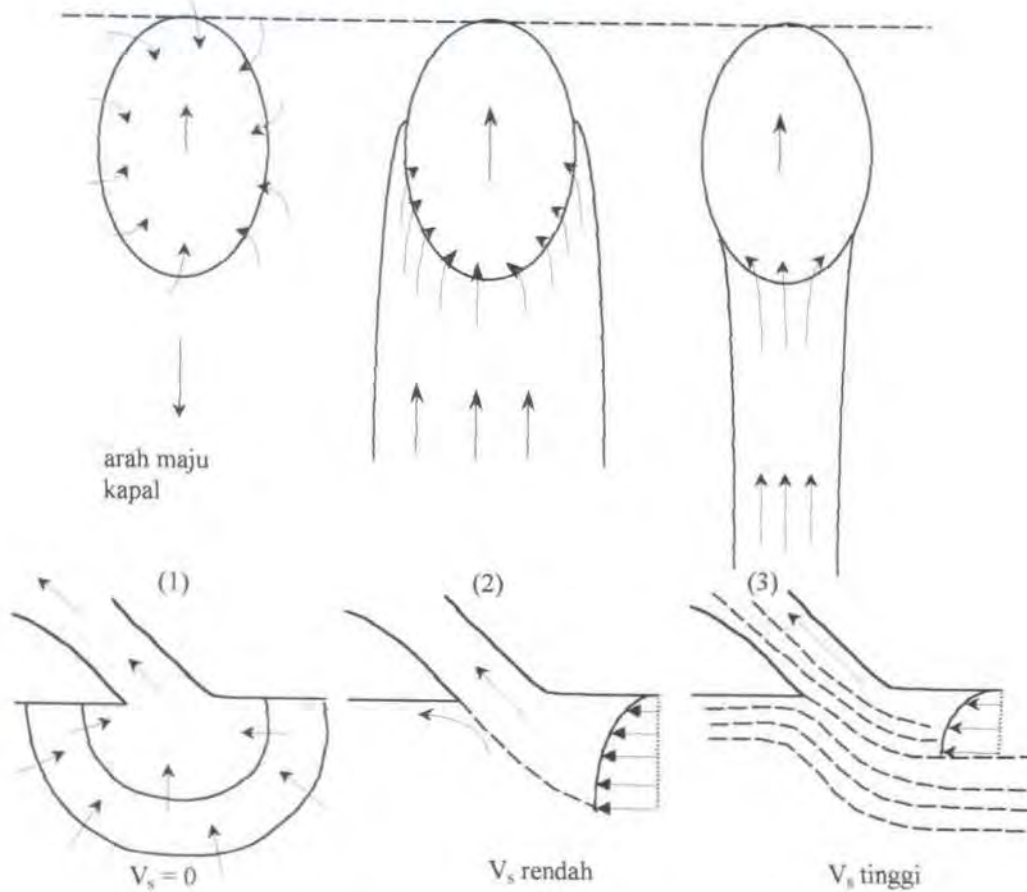
$h_i$  = kedalaman intake (*depth of the intake*)

$V_s$  = kecepatan kapal

Harga  $P_s$  disebutkan akan lebih kecil dari tekanan statik pada *intake depth* ( $\rho gh_i$ ), disebabkan pengaruh dari medan aliran potensial (*potential flow field*) pada intake dan ini hanya terjadi pada kasus dimana kapal tidak sedang bergerak atau sebagai contoh dalam kasus bollard pull test dan juga pada kapal yang berkecepatan rendah dengan daya pompa yang digunakan cukup tinggi.

Dalam hal ini menurut Svensson intake bisa dipandang sebagai sebuah bidang kecil dari sink (*a patch of sink*) pada dasar badan kapal. Untuk kondisi dimana kapal diam atau bergerak dengan kecepatan rendah, air akan masuk intake dari seluruh arah sebagaimana ditunjukkan gambar 5.8.(1).

Namun pengurangan tekanan statik pada sistem badan kapal di sekitar intake akan berkurang secara cepat. Karena kecepatan kapal waterjet akan meningkat, selanjutnya aliran yang masuk pada intake hanya akan masuk sepenuhnya dari arah depan sebagaimana ditunjukkan pada gambar 5.8.(2) serta rasio kecepatan intake pada saat itu mencapai harga yang terbesar.



Gambar 5.8. Pola Aliran pada Intake Sistem Waterjet

Pada kecepatan tinggi daerah penangkapan aliran dari *streamtube* intake akan lebih kecil dari intake itu sendiri sebagaimana ditunjukkan gambar 5.8.(3), sehingga hal ini bisa menyebabkan beberapa penyerapan luar (*external diffusion*) seperti masuknya udara dalam aliran sehingga akan terjadi kenaikan tekanan pada lubang masuk intake dan pada saat itu rasio kecepatan pada intake akan lebih kecil dari sebelumnya. Ketika kapal mulai bergerak maju oleh dorongan sistem waterjet akan terjadi sarat kapal naik pada bagian buritan karena terjadinya pengurangan tekanan statik yang disebabkan oleh percepatan boundary layer. Hal ini tampak jelas pada saat kapal mengalami tahapan kecepatan planing atau semi-planing

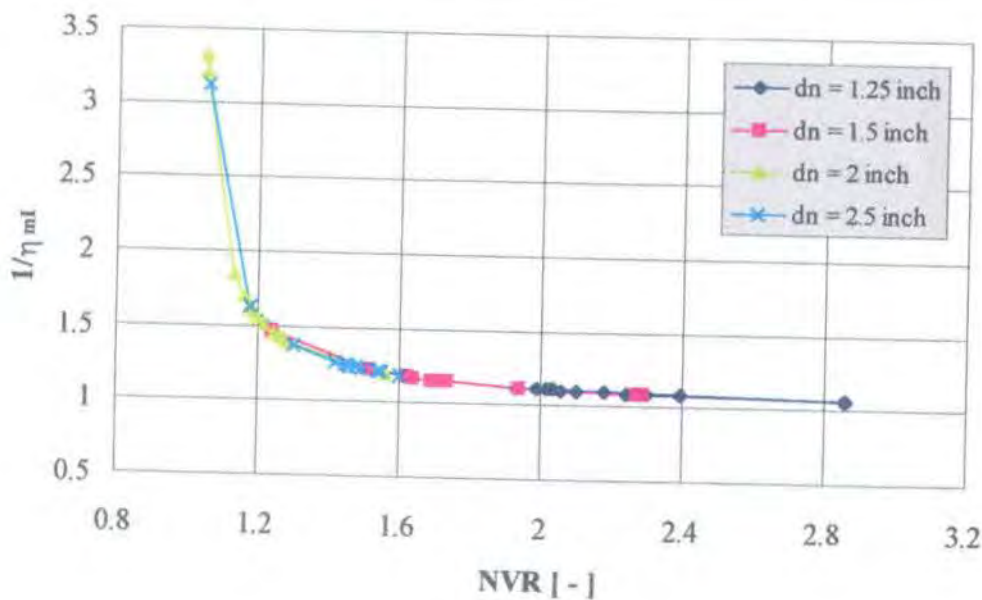


dalam pengoperasiannya. Pada saat kapal mencapai tahapan kecepatan planing, maka bagian buritan kapal yang tercelup secara drastis akan berkurang dan sudut trim akan kembali pada harga mendekati nol. Namun kenyataan yang ditunjukkan di lapangan menunjukkan sangat jarang terjadi atau bahkan tidak ada kapal waterjet yang mencapai tahap kecepatan planing tersebut.

**2. Hubungan antara efisiensi interaksi momentum  $\eta_{ml}$  dengan rasio kecepatan nozzle ( $NVR$ ).**

Penyelidikan mengenai kecepatan aliran pada diameter nozzle yang diubah-ubah merupakan hal yang penting untuk dilakukan guna mengetahui keterkaitan kecepatan aliran yang dihasilkan sistem waterjet dengan perubahan diameter nozzle serta akibatnya terhadap efisiensi interaksi momentum  $\eta_{ml}$ . Dari hasil pengujian yang dikumpulkan terhadap empat macam diameter nozzle yang dicoba dengan menggunakan  $Q/Q_{bl} = 1$  serta  $n = 7$ , untuk harga  $Q/Q_{bl} = 3$  dapat dilihat pada lampiran, ditunjukkan dalam gambar 5.9 dimana efisiensi interaksi momentum diplot sebagai fungsi dari rasio kecepatan nozzle ( $NVR$ ).





Gambar 5.9. Hubungan Efisiensi Interaksi Momentum dengan  $NVR$  pada  $dn$  yang berbeda

Terlihat bahwasanya untuk diameter yang semakin besar akan mempunyai rasio kecepatan nozzle ( $NVR$ ) yang lebih rendah dibanding dengan diameter yang lebih kecil. Hal ini berarti dengan penggunaan diameter nozzle yang lebih besar akan mampu memberikan dorongan pada badan kapal lebih besar dibanding dengan penggunaan diameter yang kecil. Namun untuk diameter nozzle yang kecil dapat memberikan harga efisiensi interaksi momentum yang lebih besar. Dari grafik diatas harga  $1/\eta_{mI}$  akan mencapai harga tertinggi jika harga  $NVR$ -nya lebih kecil dari 1.2 dan dengan menggunakan diameter nozzle 1.25 inch akan didapatkan harga  $1/\eta_{mI}$  terendah pada harga  $NVR$  mendekati 2.8.



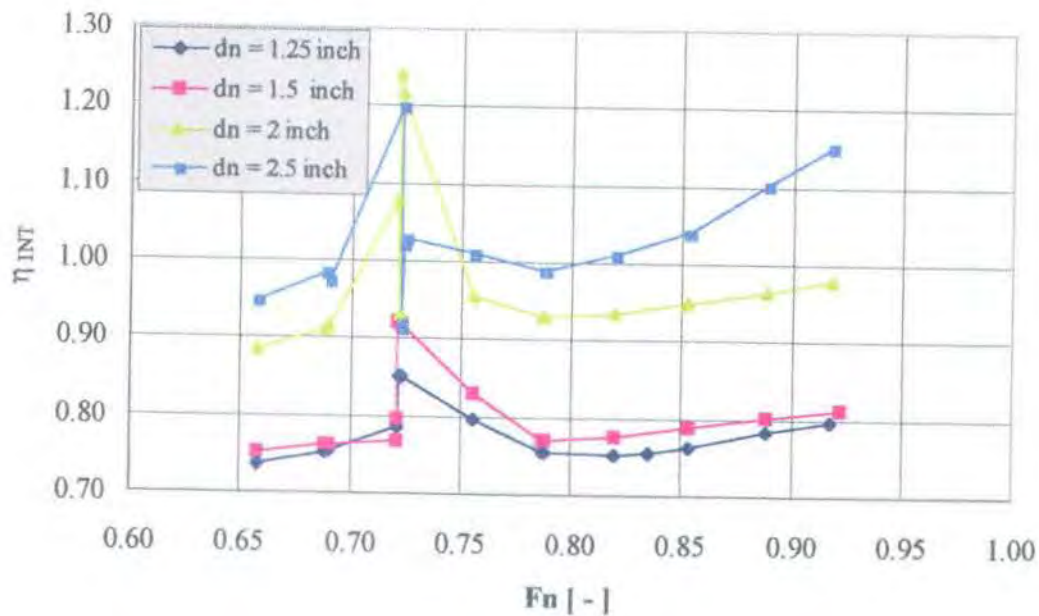
### 3. Hubungan antara efisiensi interaksi $\eta_{INT}$ dengan perubahan pada diameter nozzle $dn$

Keseluruhan pengaruh atau efek interaksi dipenuhi oleh efisiensi interaksi  $\eta_{INT}$ . Dari pengujian pada beberapa macam diameter nozzle didapat hasil seperti yang ditunjukkan pada gambar 5.10. Gambar tersebut diperoleh untuk harga  $Q/Q_{bl} = 3$  untuk harga  $Q/Q_{bl} = 1$  dapat dilihat pada lampiran. Efisiensi interaksi  $\eta_{INT}$  tertinggi akan diperoleh untuk  $Q/Q_{bl} = 3$  pada saat digunakan diameter nozzle  $dn = 2$  inch, sedang untuk harga  $Q/Q_{bl} = 1$  juga akan dicapai pada pemakaian nozzle berdiameter  $dn = 2$  inch. Harga efisiensi interaksi  $\eta_{INT}$  merupakan fungsi dari fraksi penurunan gaya dorong  $t$ , efisiensi interaksi energi  $\eta_{el}$  serta efisiensi interaksi momentum  $\eta_{ml}$ .

$$\eta_{INT} = (1 - t) \frac{\eta_{el}}{\eta_{ml}}$$

Karena pada pengujian ini harga efisiensi interaksi energi adalah tetap, maka yang berpengaruh hanyalah fraksi penurunan gaya dorong dan efisiensi interaksi momentum.





Gambar 5.10. Efisiensi Interaksi  $\eta_{INT}$  diplot sebagai fungsi angka Froude  $Fn$

Sehingga untuk mendapatkan efisiensi interaksi yang tinggi dapat dicapai dengan merubah harga diantara keduanya. Dari hasil perhitungan efisiensi interaksi pada keempat macam diameter nozzle tersebut diketahui bahwa ada dua cara yang menjadi karakteristik dari daya dorong sistem waterjet ini dalam mendapatkan efisiensi interaksi yang tinggi (lihat lampiran) yaitu :

1. Untuk harga  $Q/Q_M = 1$ , menunjukkan bahwasanya pada diameter nozzle 1.25 inch harga efisiensi interaksi  $\eta_{INT}$  tertinggi dicapai dengan menghasilkan harga fraksi penurunan gaya dorong  $t$  terkecil dan menghasilkan harga efisiensi interaksi momentum  $\eta_{mI}$  yang terbesar. Sedangkan untuk diameter nozzle yang lebih besar akan mendapatkan harga efisiensi interaksi  $\eta_{INT}$  tertingginya dengan menghasilkan harga





terbesar untuk fraksi penurunan gaya dorong  $t$  serta untuk harga efisiensi interaksi momentum  $\eta_{mI}$  dihasilkan harga terkecilnya.

2. Untuk harga  $Q/Q_{bl} = 3$ , menunjukkan bahwasanya pada penggunaan diameter nozzle 1.25 inch serta 1.5 inch harga tertinggi efisiensi interaksi  $\eta_{INT}$  didapat dengan membuat harga terkecil untuk fraksi penurunan gaya dorong  $t$  serta harga terbesar untuk efisiensi interaksi momentumnya  $\eta_{mI}$ . Sedangkan untuk nozzle diameter yang lebih besar dicapai harga tertinggi efisiensi interaksinya  $\eta_{INT}$  dengan menghasilkan harga tertinggi pada fraksi penurunan gaya dorong  $t$  serta mencapai harga terkecil untuk efisiensi interaksi momentumnya  $\eta_{mI}$ .

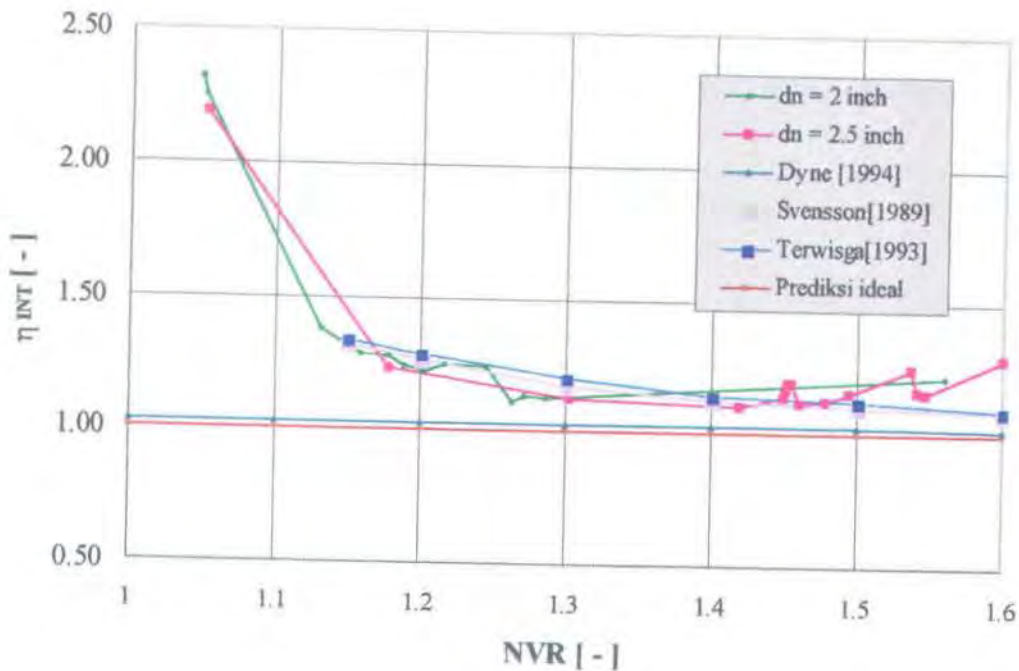
Dapat diketahui dari karakteristik diatas bahwasanya hubungan fraksi penurunan gaya dorong dengan efisiensi interaksi momentum adalah sebagai berikut : untuk setiap harga efisiensi interaksi yang tertinggi maka jika harga fraksi penurunan gaya dorong mempunyai harga terkecil maka akan mempunyai harga efisiensi interaksi momentum yang terbesar, dan sebaliknya jika terdapat harga fraksi penurunan gaya dorong yang terbesar maka akan didapatkan harga efisiensi interaksi yang terkecil.

#### 4. Analisa ketelitian hasil perhitungan

Dari hasil perhitungan efisiensi interaksi  $\eta_{INT}$  yang dilakukan terhadap keseluruhan macam luasan penampang atau diameter nozzle didapatkan suatu harga yang tidak realistik (*unrealistic values*) yaitu didapatkan pada harga efisiensi interaksi diameter nozzle 2 inch dan 2.5 inch , dimana pada diameter-



diameter tersebut harga efisiensi interaksi yang dihasilkan melebihi 1.15. Hal ini bisa terjadi karena baik dalam pengujian maupun perhitungan terdapat beberapa variabel yang tidak diikutsertakan dan diasumsikan, diantaranya perubahan sudut kemiringan nozzle atau jarak titik pusat nozzle dari permukaan bebas (*free stream*) selama kapal bergerak serta kecepatan aliran pada intake. Dengan kata lain pengaruh viskositas aliran tidak semuanya diikutsertakan.



Gambar 5.11. Perbandingan hasil perhitungan Efisiensi Interaksi  $\eta_{INT}$  untuk aliran potensial

Gambar 5.11 adalah hasil dari perhitungan efisiensi interaksi yang dihasilkan berdasarkan pengabaian terhadap pengaruh viskositas aliran yaitu dilaksanakan dengan pendekatan untuk aliran potensial, dimana gambar 5.11 tersebut juga menampilkan beberapa hasil pengujian yang telah dilakukan oleh Svensson, Dyne serta Terwisga. Dari hasil pengujian serta perhitungan yang mereka laksanakan berdasarkan pendekatan aliran potensial didapatkan bahwa





untuk harga NVR yang semakin kecil maka harga efisiensi interaksi yang didapatkan akan semakin besar. Namun pengaruh viskositas ini tidak terlihat untuk diameter nozzle yang lebih kecil yaitu 1.25 inch serta 1.5 inch, karena dari hasil perhitungan untuk kedua diameter tersebut menghasilkan harga efisiensi interaksi yang relatif lebih realistis. Untuk mengetahui lebih dalam pengaruh viskositas aliran ini terhadap hasil perhitungan efisiensi interaksi, maka Terwisga [Terwisga, 1996] mengusulkan suatu rumusan untuk efisiensi interaksi energi yang dapat membantu dalam menganalisa permasalahan diatas, rumusan itu ditunjukkan dalam persamaan dibawah ini.

$$\frac{1}{\eta_{el}} = 1 - \frac{gz_n}{\frac{1}{2} U_a^2 (NVR^2 - 1)} - \frac{c_{vp}^2 IVR_o^2 (c_e^2 - 1)}{(NVR^2 - 1)} \quad (5.3)$$

dimana :  $c_{vp}$  = koefisien kecepatan aliran potensial;  $u_i/u_{io}$

$c_e$  = koefisien kecepatan energi karena distribusi kecepatan boundary layer

$u_i$  = kecepatan aliran potensial lokal

$u_{io}$  = kecepatan aliran bebas searah sumbu-x yang melalui intake

$IVR_o$  = rasio kecepatan intake yang melalui panampang AB (gambar 3.4)

Dari hasil pengujian yang dilakukan dengan memperhatikan pengaruh viskositas tersebut didapat harga efisiensi interaksi hingga 1.15.



## BAB VI

### KESIMPULAN DAN REKOMENDASI

#### 6.1. Kesimpulan

1. Dari hasil perhitungan efisiensi interaksi  $\eta_{INT}$  harga tertinggi didapatkan untuk harga  $Q/Q_{bl} = 1$  adalah pada diameter nozzle 2 inch yaitu : 2.3192, sedangkan untuk harga  $Q/Q_{bl} = 3$  juga pada diameter nozzle 2 inch yaitu : 1.24. Untuk harga  $\eta_{INT}$  terkecil diperoleh untuk penggunaan diameter nozzle 1.25 inch yaitu untuk harga  $Q/Q_{bl} = 1$  didapat harga 0.8858 sedangkan untuk harga  $Q/Q_{bl} = 3$  didapat harga 0.8526.
2. Harga fraksi penurunan gaya dorong total (*total thrust deduction fraction*)  $t$  tertinggi didapatkan pada diameter 1.5 inch yaitu : 0.3107. Sedangkan untuk harga  $t$  yang terkecil diperoleh pada penggunaan diameter nozzle 2.5 inch yaitu : -0.0849.
3. Berdasarkan perhitungan efisiensi interaksi  $\eta_{INT}$  ini disimpulkan bahwa penggunaan nozzle dengan diameter 2 inch mempunyai unjuk kerja yang paling baik dibandingkan dengan diameter nozzle yang lain. Sedangkan penggunaan diameter nozzle 1.25 inch menunjukkan performance yang kurang baik dibandingkan dengan penggunaan diameter nozzle yang lain.
4. Pengaruh interaksi terhadap karakteristik daya dorong sistem waterjet dalam pengujian ini menunjukkan bahwa gaya dorong yang diberikan pada sistem badan kapal oleh sistem waterjet akan bervariasi antara -8 % hingga 31 %.



yang akhirnya akan mempengaruhi terhadap efisiensi interaksi kedua sistem tersebut hingga 131.92 %.

5. Harga efisiensi interaksi  $\eta_{INT}$  tertinggi yang didapat merupakan suatu harga yang tidak realistis hal tersebut disebabkan dalam pengujian serta perhitungan tidak diturutsertakan pengaruh viskositas aliran terhadap interaksi sistem waterjet-badan kapal. Namun untuk diameter 1.25 inch dan 1.5 inch pengaruh tersebut tidak nampak atau kecil dalam artian harga yang dihasilkan masih mendekati dengan hasil yang telah didapatkan dalam pengujian yang lain dengan mengikutsertakan pengaruh aliran viscous yaitu : 1.15.

## 6.2. Rekomendasi

Penyelidikan masalah interaksi waterjet-badan kapal perlu dilanjutkan dengan mengikutsertakan pengaruh viskositas aliran agar didapatkan hasil analisa yang lebih mendalam. Pengukuran terhadap kecepatan aliran pada intake, perubahan titik pusat (*centre point*) nozzle selama pengujian serta penyelidikan mengenai profile boundary layer pada badan kapal di sekitar intake akan dapat membantu dalam mendapatkan hasil analisa yang baik dan tentunya harus disertai pula dengan penentuan dan penerapan metode pengukuran laju aliran (*flow rate*) yang baik sehingga akan mendorong terciptanya suatu alat ukur yang dapat menjamin keakuratan hasil pengukuran.



## DAFTAR PUSTAKA

- Adji, S.W., "Studi Perbandingan Surface Piercing Propeller dan Water-jet System Untuk Sistem Propulsi Kapal Pemburu Cepat", Seminar Nasional Peranan Marine Engineer Society of Indonesia Dalam Menghadapi Millenium III, ITS, Surabaya, Nopember, 1999.
- Allison, J.L., "Marine Waterjet Propulsion", Band, Lavis & Associated, Inc, Chesapeake Section of the SNAME, 1992.
- Blount, D.L. and Bartee, R.J., "Design of Propulsion Systems for High-Speed Craft", Marine Technology, Oct. pages 276-292, 1997.
- Coop, H.G. and Bowen, A.J., "Hull-Waterjet Interaction Mechanism: Theory and Validation", Proceeding of the Fast'93 Conference, Japan, Dec 1993.
- Djarmiko, E.B., Panunggal, P.E. dan Achmadi, T., "Peluang Pemanfaatan Advance Marine Vehicles untuk menunjang transportasi Nasional di Indonesia", Seminar Teknologi Perkapalan Prospek dan Pengembangan Produksi Kapal Cepat di Indonesia, Surabaya, Juni, 1994.
- Etter, R.J., "Waterjet Propulsion – an Overview", Marine Propulsion presented at The Winter Annual Meeting of the ASME, New York, Dec, 1976.
- Etter, R.J., Krishnamoorthy, V. and Scherer, J.O., "Model Testing of Waterjet Propelled Craft", Proceeding of the 19<sup>th</sup> Meeting of the ATTC, 1980.
- Fox, R.W and McDonald, A.T., "Introduction to Fluid Mechanics", John Wiley and Sons, inc., USA, 1994.



Hoshino, T. and Baba, E. , "Self Propulsion Test of a Semi-Displacement Craft Model with a Waterjet Propulsor", Journal of the Society of Naval Architecture of Japan, Vol.155, June, 1984.

Hoshino, T. and Baba, E. , "Determination of Propulsive Performance of waterjet in Model and Full Scales", Workshop on Waterjets, 20<sup>th</sup> ITTC, 1993.

ITTC (1987) Report of the High Speed Marine Vehicle Committee. International Towing Tank Conference 1987, Page 304-313,

Streeter, V.L. dan Wylie, E.B., "Mekanika Fluida", Penerbit Erlangga, Jakarta, 1993.

Savitsky, D., "Hydrodynamic Design of Planing Hulls", Marine Technology, Oct. pages 71-95, 1964.

Svensson, R., "Experience with the KaMeWa Waterjet Propulsion System," AiAA, Paper No. 89-1440-CP, 1989.

Terwisga, T.V., "A Theoretical Model for the Powering Characteristic of Waterjet-Hull Systems", Proceeding of the Fast'93 Conference, Japan, Dec 1993.

Terwisga, T.V. , "Waterjet-Hull Interaction", Grafisch Bedrijf Ponsen & Looijen BV, Wageningen, 1996.

Widoyono, F.S., "Pengujian Model Fisik Kinerja Kapal dengan Penggerak Jet Air", Riset Unggulan Terpadu V (1997-1998), Kantor Menteri Negara Riset dan Teknologi dewan Riset Nasional, Surabaya, 1998.

Tabel harga  $R_{BH}$  dan  $T_g$  untuk Nozzle  $dn = 1.5$  inch hasil interpolasi

No.	Vm [ m/s ]	$R_{BH}$ [N]	$T_g$ [N]	$t$ [ - ]	$Fn$ [ - ]	Vn [ m/s ]
1	3.494	104.92	147.8829	0.2905	0.6575	5.665
2	3.660	109.47	151.1105	0.2756	0.6887	6.236
3	3.668	109.69	151.505	0.2760	0.6902	6.215
4	3.832	114.18	159.5927	0.2845	0.7211	5.800
5	3.833	114.21	165.6822	0.3107	0.7213	4.741
6	3.835	114.26	127.4584	0.1035	0.7216	8.770
7	3.842	114.46	128.3116	0.1080	0.7230	8.732
8	4.016	119.46	149.5199	0.2011	0.7557	7.785
9	4.184	123.77	169.9968	0.2719	0.7873	6.871
10	4.188	123.87	170.0945	0.2718	0.7881	6.877
11	4.355	127.67	174.1745	0.2670	0.8195	7.149
12	4.534	132.97	178.5476	0.2553	0.8532	7.440
13	4.536	133.03	178.6012	0.2552	0.8536	7.445
14	4.725	139.81	183.6650	0.2388	0.8891	7.999
15	4.899	145.6	188.3269	0.2269	0.9219	8.508

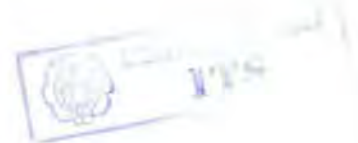
Tabel harga  $R_{BH}$  dan  $T_g$  untuk Nozzle  $dn = 2$  inch hasil interpolasi

No.	$V_m$ [ m/s ]	$R_{BH}$ [N]	$T_g$ [N]	$t$ [ - ]	$Fn$ [ - ]	$V_n$ [ m/s ]
1	3.494	104.9242	135.131	0.2235	0.6575	4.412
2	3.659	109.4434	136.46	0.1980	0.6885	4.650
3	3.668	109.6899	135.253	0.1890	0.6902	4.718
4	3.835	114.2639	112.847	-0.0126	0.7216	5.982
5	3.836	114.2913	151.091	0.2436	0.7218	4.444
6	3.837	114.3187	163.191	0.2995	0.7220	4.022
7	3.842	114.4556	163.1100	0.2983	0.7230	4.036
8	4.016	119.4567	160.276	0.2547	0.7557	4.542
9	4.182	123.7155	157.573	0.2149	0.7869	5.025
10	4.188	123.8694	157.776	0.2149	0.7881	5.030
11	4.355	127.6741	163.442	0.2188	0.8195	5.178
12	4.532	132.9099	169.448	0.2156	0.8528	5.335
13	4.536	133.0282	169.458	0.2150	0.8536	5.343
14	4.725	139.8139	169.936	0.1773	0.8891	5.747
15	4.881	145.0010	170.33	0.1487	0.9185	6.080



Tabel harga  $R_{BH}$  dan  $T_x$  untuk Nozzle  $dn = 2.5$  inch hasil interpolasi

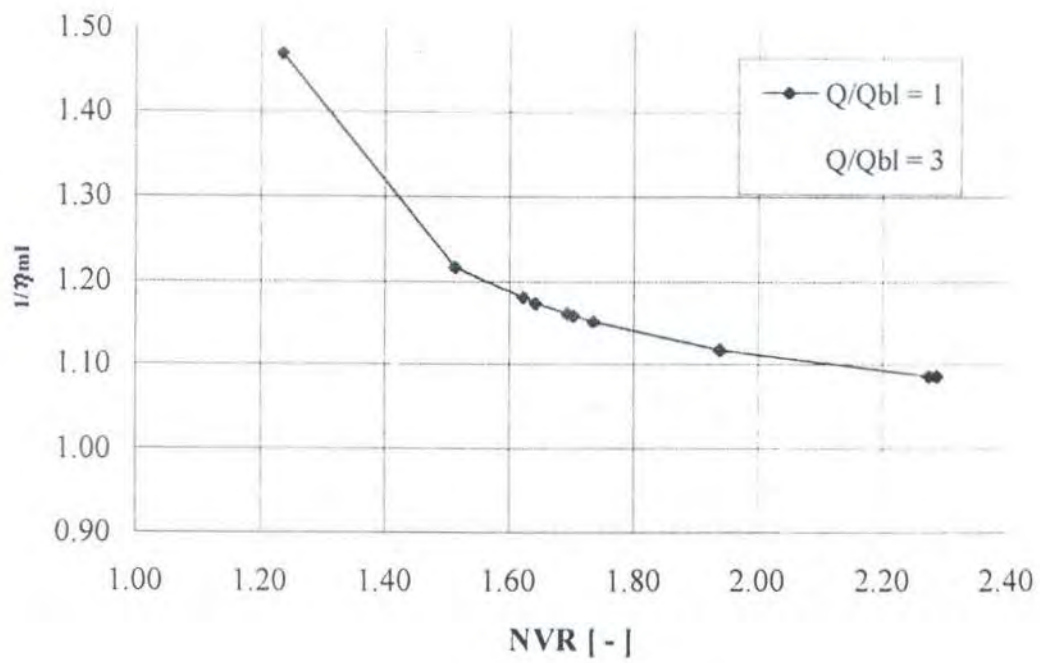
No.	Vm [ m/s ]	$R_{BH}$ [N]	$T_x$ [N]	$t$ [ - ]	$Fn$ [ - ]	Vn [ m/s ]
1	3.494	104.924	120.3344	0.1281	0.6575	4.960
2	3.661	109.498	119.9862	0.0874	0.6889	5.410
3	3.668	109.69	121.6687	0.0985	0.6902	5.356
4	3.841	114.428	163.2503	0.2991	0.7228	4.042
5	3.842	114.456	151.4439	0.2442	0.7230	4.524
6	3.843	114.484	139.6374	0.1801	0.7231	5.006
7	3.847	114.599	119.7705	0.0432	0.7239	5.950
8	3.851	114.714	119.2115	0.0377	0.7247	5.935
9	4.016	119.457	127.1897	0.06080	0.7557	6.000
10	4.184	123.767	135.3130	0.0853	0.7873	6.063
11	4.188	123.869	135.3500	0.0848	0.7881	6.068
12	4.355	127.674	136.8932	0.0673	0.8195	6.318
13	4.531	132.88	138.5196	0.0407	0.8526	6.580
14	4.536	133.028	138.4488	0.0392	0.8536	6.598
15	4.725	139.814	135.7753	-0.0297	0.8891	7.263
16	4.879	144.934	133.5969	-0.0849	0.9181	7.806



Harga Efisiensi Interaksi  $\eta_{INT}$

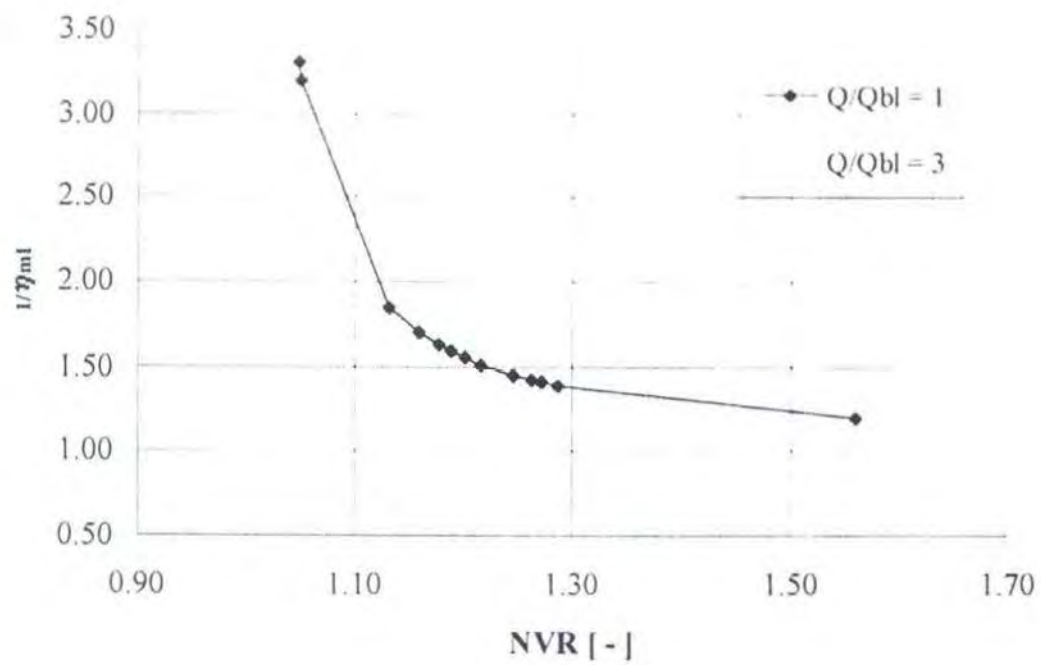
$Q/Q_{ht}=1$	Diameter Nozzle 1.25 inch	Diameter Nozzle 1.5 inch	Diameter Nozzle 2 inch	Diameter Nozzle 2.5 inch
$\eta_{INT}$	0.8858 ( <i>terbesar</i> )	1.0128 ( <i>terbesar</i> )	2.3192 ( <i>terbesar</i> )	2.189 ( <i>terbesar</i> )
$t$	0.1641 ( <i>terkecil</i> )	0.107 ( <i>terbesar</i> )	0.2995 ( <i>terbesar</i> )	0.2991 ( <i>terbesar</i> )
$1/\eta_{nd}$	1.0596 ( <i>terkecil</i> )	1.4693 ( <i>terbesar</i> )	3.3107 ( <i>terbesar</i> )	3.12327 ( <i>terbesar</i> )
$F\eta$	0.72	0.72	0.72	0.72
$NVR$	2.8629 ( <i>terbesar</i> )	1.23676 ( <i>terkecil</i> )	1.0481 ( <i>terkecil</i> )	1.0523 ( <i>terkecil</i> )

$Q/Q_{ht}=3$	Diameter Nozzle 1.25 inch	Diameter Nozzle 1.5 inch	Diameter Nozzle 2 inch	Diameter Nozzle 2.5 inch
$\eta_{INT}$	0.8526 ( <i>terbesar</i> )	0.922 ( <i>terbesar</i> )	1.24 ( <i>terbesar</i> )	1.197 ( <i>terbesar</i> )
$t$	0.1641 ( <i>terkecil</i> )	0.1035 ( <i>terkecil</i> )	0.2995 ( <i>terbesar</i> )	0.2991 ( <i>terbesar</i> )
$1/\eta_{nd}$	1.01988 ( <i>terkecil</i> )	1.02878 ( <i>terkecil</i> )	1.77 ( <i>terbesar</i> )	1.7077 ( <i>terbesar</i> )
$F\eta$	0.72	0.722	0.722	0.722
$NVR$	2.86289 ( <i>terbesar</i> )	2.2868 ( <i>terbesar</i> )	1.04808 ( <i>terkecil</i> )	1.0523 ( <i>terkecil</i> )

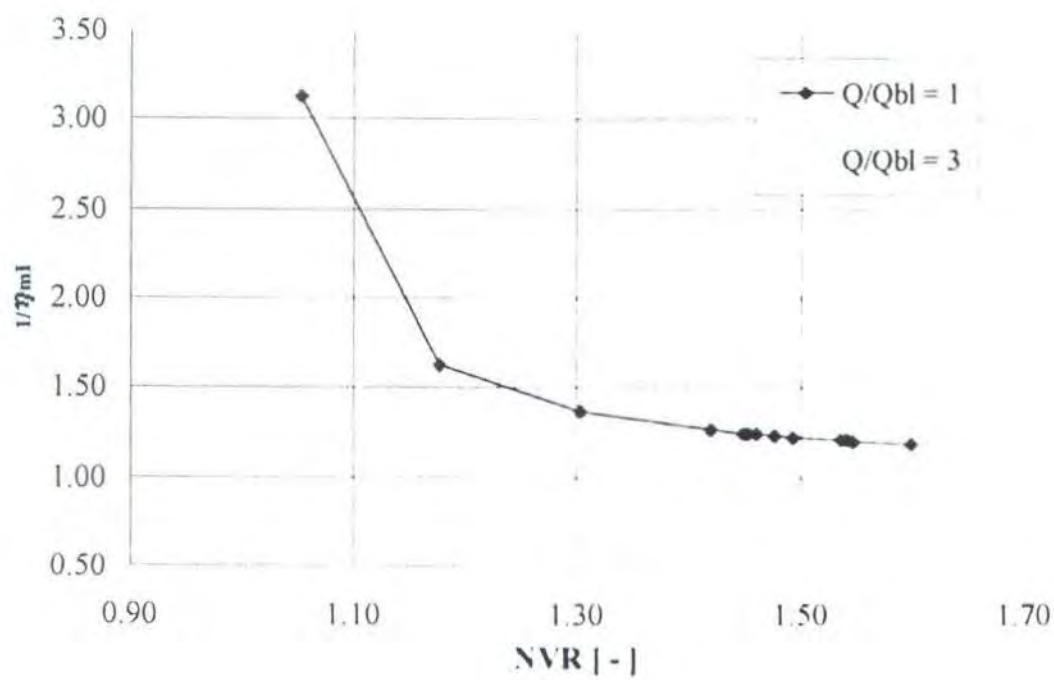


Gambar hubungan  $1/\eta_{ml}$  dengan  $NVR$  ( $d_n = 1.5$  inch)





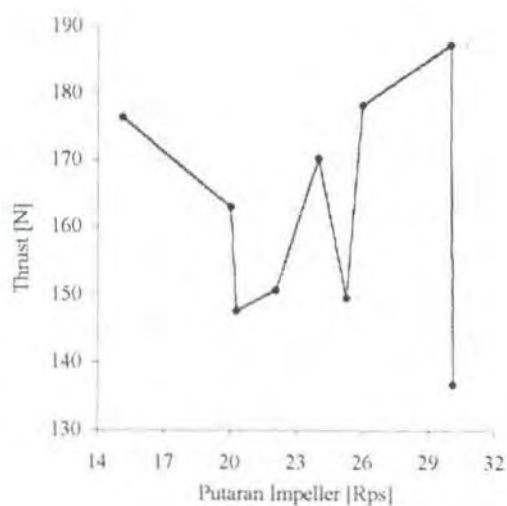
Gambar hubungan  $1/\eta_{ml}$  dengan  $NVR$  ( $dn = 2$  inch)



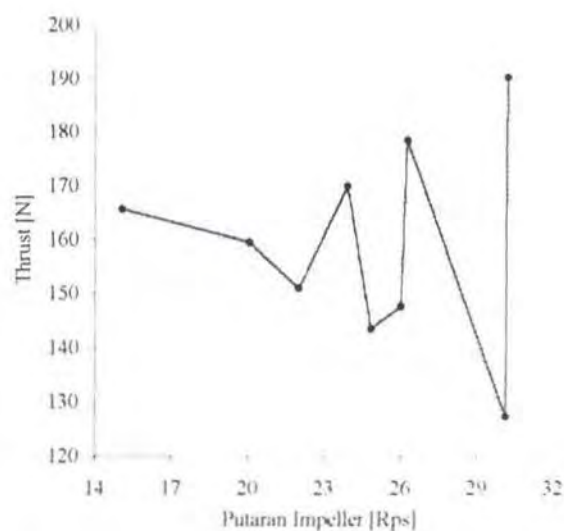
Gambar hubungan  $1/\eta_{ml}$  dengan  $NVR$  ( $dn = 2.5$  inch)

# Putaran Impeller [Rps] terhadap Thrust [N]

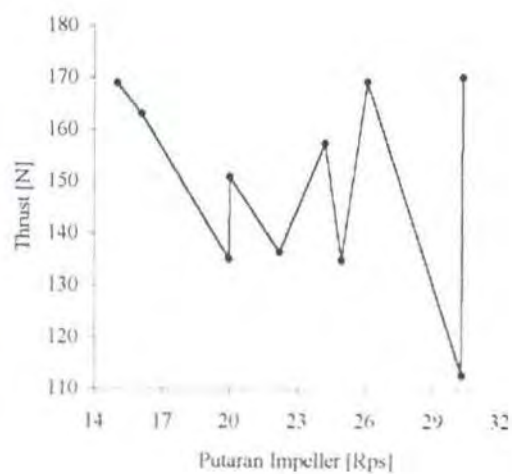
Self Propulsion test Nozz.1 25inch



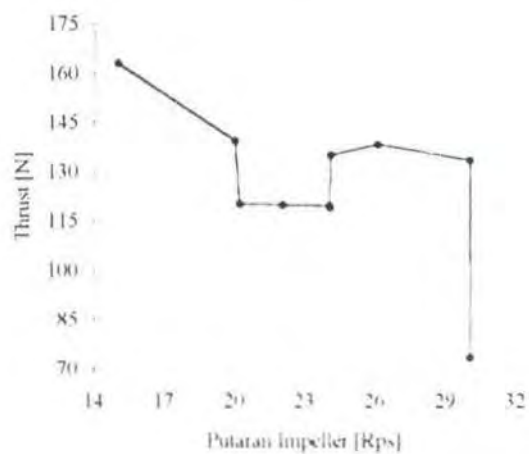
Self Propulsion test Nozz.1 5 inch



Self Propulsion test Nozz.2 2 inch



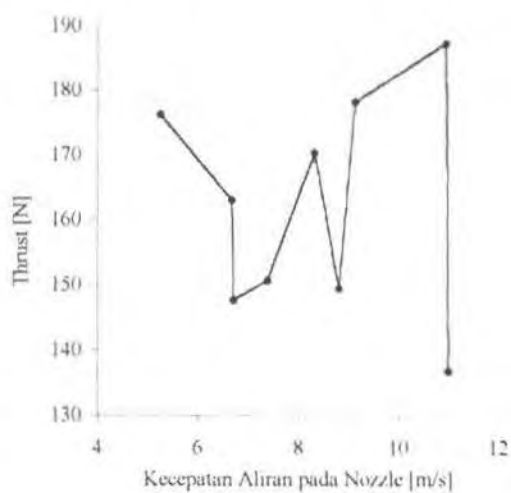
Self Propulsion test Nozz.2 5 inch



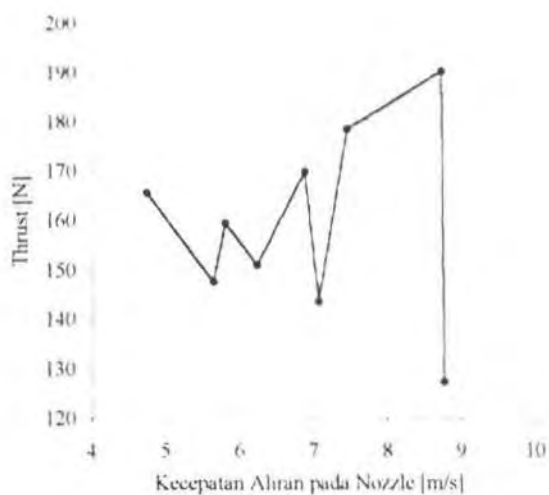


## Kecepatan Rata-Rata Aliran pada Nozzle [m/s] terhadap Thrust [N]

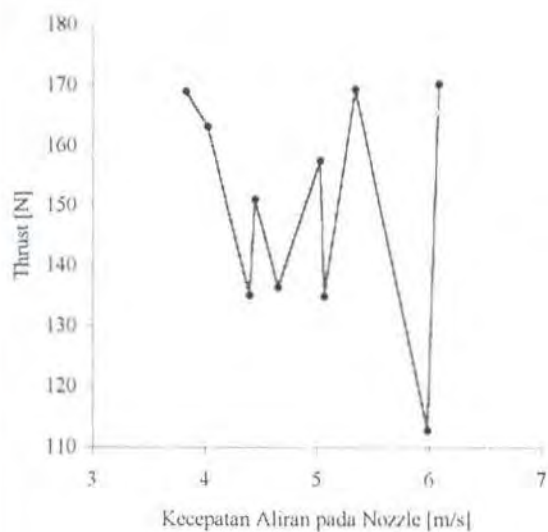
Self Propulsion test Nozz 1.25 inch



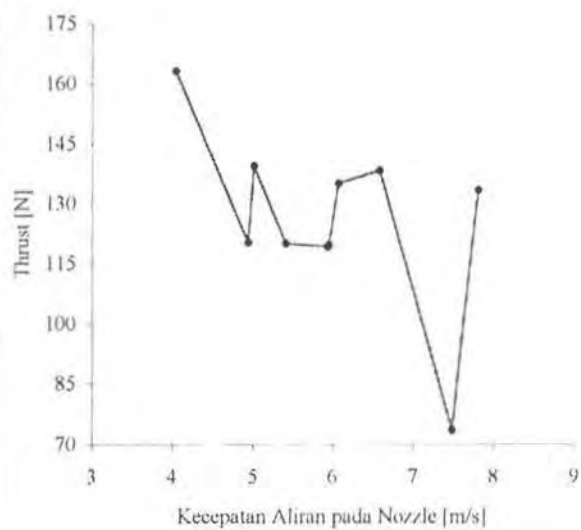
Self Propulsion test Nozz 1.5 inch



Self Propulsion test Nozz 2 inch



Self Propulsion test Nozz 2.5 inch



TABEL 4.13. RESISTANCE TEST RESULTS (MODEL VALUES)

RESISTANCE TEST NO. X009-1

SHIP MODEL NO. 009-1

DRAUGHT FWD 1.26 M

DRAUGHT AFT 1.26 M

WATER JET

VS KNOTS	VH M/S	RM N	FN	RN	RFM N	RM/RFM	CTM	CFM	<sup>4</sup> FN /CFM
20.00	3.494	105.58	.658	.112E+08	28.65	3.685	.01083	.00294	63.595
20.99	3.668	116.31	.690	.118E+08	31.31	3.714	.01083	.00292	77.888
21.99	3.842	114.46	.723	.124E+08	34.08	3.358	.00971	.00289	94.499
22.99	4.016	119.46	.756	.129E+08	36.96	3.232	.00928	.00287	*****
23.97	4.188	123.88	.788	.135E+08	39.91	3.104	.00885	.00285	*****
24.93	4.355	127.68	.820	.140E+08	42.87	2.978	.00843	.00283	*****
25.96	4.536	133.04	.854	.146E+08	46.19	2.800	.00810	.00281	*****
27.04	4.725	139.82	.889	.152E+08	49.78	2.809	.00785	.00279	*****
28.04	4.899	145.61	.922	.158E+08	53.19	2.738	.00760	.00278	*****

NOTES:-FOR EXPLANATION OF ABBREVIATIONS SEE LIST OF SYMBOLS

-TEMPERATURE TANK WATER 25.0 DEGREES C.

-REYNOLDS AND FROUDE NUMBER BASED ON LWL- 2.879 M (SHIP L- 24.96 M)

-FRICTIONAL RESISTANCE RF DETERMINED ACCORDING TO THE ITTC-1957 FORMULA

FOR A WETTED AREA OF S- 1.596 M2 (SHIP VALUE- 120.0 M2)

FORM FACTOR FAIRING

1+K = 1.000 AT SPEED EXP.- 1.0

TABEL 4.14. RESULT OF RESISTANCE EXTRAPOLATION

RESISTANCE TEST NO. X009-1

DRAUGHT FWD 1.26 M

SHIP MODEL NO. 009-1

DRAUGHT AFT 1.26 M

WATER JET

VS KNOTS	VM M/S	RM N	CTM 5 *10	CFM 5 *10	CRES 5 *10	CFS 5 *10	CTS 5 *10	FD N	RS KN	PE KW	CE	V/D1/6	CE FROUDE
20.0	3.494	105.60	1083	294	789	179	1008	7.35	65.6	675	154		
21.0	3.669	113.88	1060	292	768	177	986	7.96	70.8	764	157	9.76	156
22.0	3.844	116.28	986	289	697	176	913	8.60	71.9	814	170	10.25	159
23.0	4.018	118.89	922	287	635	175	851	9.25	73.2	867	182	10.73	172
24.0	4.193	123.94	883	285	598	174	812	9.92	76.2	940	191	11.22	185
25.0	4.368	128.10	841	283	558	173	772	10.61	78.5	1009	201	11.71	194
26.0	4.543	133.33	809	281	528	173	741	11.31	81.5	1090	209	12.20	205
27.0	4.717	139.31	784	279	505	172	717	12.04	85.0	1181	216	12.69	214
28.0	4.892	145.36	761	278	483	171	694	12.78	88.6	1276	223	13.17	221
29.0	5.067	151.64	740	276	464	170	674	13.53	92.3	1376	230	13.66	228
30.0	5.241	158.22	721	275	447	169	656	14.31	96.1	1484	236	14.15	236
												14.64	242

NOTES:-FOR EXPLANATION OF ABBREVIATIONS SEE LIST OF SYMBOLS  
 -THE RESULTS ABOVE WERE OBTAINED BY MEANS OF THE ITTC-1957 FORMULA  
 AND A MODEL-SHIP CORRELATION ALLOWANCE OF CA= .00040  
 FOR A WETTED AREA OF S= 1.596 M2 (SHIP VALUE= 120.0 M2)  
 AND A LENGTH ON THE WATERLINE OF LWL= 2.879 M (SHIP L= 24.96 M)  
 FOR A TANK WATER TEMPERATURE OF 25.0 DEGREES C.  
 2/3 3  
 -CE=0.7477\*DISV \*VS /PE IN UNITS AS ABOVE AND DISV = 72.3 M3  
 -EXTRAPOLATED RESULTS ARE VALID FOR UNRESTRICTED DEEP WATER OF 30.0  
 DEGREES C. AND A MASS DENSITY OF 1025.0 KG/M3